



**Уральский  
федеральный  
университет**

имени первого Президента  
России Б. Н. Ельцина

**Институт новых материалов  
и технологий**

**О. А. ЛУКАШУК  
А. П. КОМИССАРОВ  
К. Ю. ЛЕТНЕВ**

# **МАШИНЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ГРУНТОВ**

## **Проектирование и расчет**

**Учебное пособие**





Министерство образования и науки Российской Федерации  
Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

О. А. Лукашук  
А. П. Комиссаров  
К. Ю. Летнев

# **МАШИНЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ГРУНТОВ**

## **Проектирование и расчет**

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом  
Уральского федерального университета  
для студентов вуза, обучающихся  
по направлениям подготовки

23.03.02 — Наземные транспортно-технологические комплексы,  
23.05.02 — Транспортные средства специального назначения

Екатеринбург  
Издательство Уральского университета  
2018

УДК 624.132.3(075.8)

ББК 38.623.03-5я73

Л84

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Н. М. Суслов (завкафедрой горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета);

канд. техн. наук А. В. Яковлев (завлабораторией открытой геотехнологии ФГБУН ИГД УрО РАН)

**Лукашук, О. А.**

Л84      **МАШИНЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ГРУНТОВ.** Проектирование и расчет : учебное пособие / О. А. Лукашук, А. П. Комиссаров, К. Ю. Летнев. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 128 с.

ISBN 978-5-7996-2386-9

Пособие содержит краткий теоретический и справочный материал по проектированию и расчету машин для разработки грунтов. Приводятся сведения по назначению, устройству и техническим характеристикам данных машин.

Работа предназначена для студентов всех форм обучения направления 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения».

Библиогр.: 23 назв. Табл. 29. Рис. 31.

УДК 624.132.3(075.8)

ББК 38.623.03-5я73

ISBN 978-5-7996-2386-9

© Уральский федеральный  
университет, 2018

## Условные обозначения

---

$b, c$  — ширина и толщины срезаемой стружки

$K_{\text{рез}}$  — удельное сопротивление резанию

$K_{\text{коп}}$  — удельное сопротивление копанию

$K_{\text{р}}$  — коэффициент разрыхления грунта

$\mu$  — коэффициент трения стали о грунт

$\mu_{\text{вн}}$  — коэффициент внутреннего трения грунта о грунт

$\rho$  — плотность грунта

# ВВЕДЕНИЕ

---

Земляные работы должны выполняться с комплексной механизацией всех процессов и применением рациональных способов работ. Выбор землеройных машин для производства земляных работ зависит от вида грунта, рельефа местности, объема и глубины земляных выработок, условий выполнения работы (в отвал, на транспорт), транспортных средств и дальности перемещения грунта. Машины для земляных работ используют при рыхлении плотных, скальных и мерзлых грунтов, планировке строительных площадок, подготовке оснований под дороги и проезды, разработке котлованов под фундаменты зданий и сооружений, рытье траншей открытым способом при прокладке городских коммуникаций и строительстве подземных сооружений, копании ям и приямков, зачистке дна и откосов земляных сооружений, на расчистке площадок от леса, удалении растительного слоя, снега, засыпке выемок, сооружении дамб, уплотнении грунтов и т. п.

Для правильного выбора типа машин для разработки грунтов, выбора конструкции их рабочих органов, геометрических параметров, а также режимов работы необходимо знать физическую сущность и механику процессов, происходящих при разрушении грунта рабочим органом. На процессы разрушения грунтов и горных пород в основном влияют: структурно-геометрические свойства (форма, размеры и относительное расположение составляющих частиц); физические свойства (весовые параметры материалов); механические свойства — способность материалов сопротивляться воздействию внешних нагрузок; способ разработки грунтов и пород. Различают грунты: нескальные (песок, супесь, суглинок, глина и т. п.), разборно-скальные (сцементированные глины — ариллиты, гипс, мел, известняки и др.) и скальные (плотные известняки, доломит, мрамор, песчаник и др.). Грунты, имеющие положительную температуру, называют немерзлыми (талыми), отрицательную — мерзлыми.

В общем комплексе земляных работ ведущим процессом является разработка грунта, при которой происходит отделение части грунта от массива и захват отделенной части рабочим органом землеройной машины. Грунты разрабатываются тремя основными способами:

1) механическим, при котором грунт отделяется от массива пассивными или приводными (активными) режущими органами — ножами, зубьями, клиньями, резцами, фрезами, скребками и т. п.;

2) гидромеханическим, состоящем в размыве грунта напорной водяной струей гидромониторных установок или всасывании его со дна водоемов плавучими землесосными снарядами;

3) взрывным, при котором разрушение земляного массива и перемещение разрушенной породы происходит за счет энергии взрыва. Он применяется при устройстве котлованов, траншей, каналов, плотин, рыхлении скальных и мерзлых грунтов, уплотнении грунтов, устройстве набивных свай и др.

Применяются также комбинированные (сочетание механического с гидромеханическим или взрывным) и экспериментальные способы разрушения или уменьшения прочности грунта ультразвуком, током высокой частоты, термическими установками и др. Каждый способ разработки грунта имеет свои области применения и присущие ему технико-экономические показатели: стоимость разработки  $1 \text{ м}^3$  грунта, производительность труда, масса оборудования и т. п. В зависимости от условий применения эти показатели могут изменяться, определяя выбор того или иного способа производства работ. Нескальные немерзлые грунты разрабатывают обычными землеройными средствами, разборно-скальные и мерзлые грунты с небольшой глубиной промерзания перед разработкой предварительно разрыхляют механическим способом. Скальные и мерзлые грунты с большой глубиной промерзания предварительно разрыхляют взрывным способом. В некоторых случаях мерзлые грунты прогревают или разрабатывают специально предназначенными для этих целей землеройными машинами.

Преимущественное распространение (более 80 % общего объема работ) получил высокоэффективный и универсальный механический способ разработки грунтов с использованием специальных машин. Распространенность механического способа разработки грунта объясняется его универсальностью: он применим почти для всех грунтов, включая скальные породы, которые предварительно должны быть подорваны.



При механической разработке грунтов в основном осуществляется два процесса: резание и копание.

Резанием называется процесс, при котором режущая часть рабочего органа землеройной машины, имеющая обычно вид клина, под действием определенного усилия внедряется в грунт и продвигается по траектории, зависящей от конструкции машины, отделяя слой, условно называемый стружкой. Отделение грунта от массива происходит в результате сдвига или отрыва части грунта в зависимости от его физико-механических свойств, геометрической формы рабочего органа и режимов работы.

Копанием называется процесс, включающий резание грунта и перемещение его разрушенной части (призмы волочения) перед рабочим органом, перемещение поступающего грунта по рабочему органу и по грунту, уже захваченному им, и трение рабочего органа о грунт. Поэтому усилие копания больше, чем усилие резания в 1,5–3 раза.

Машины и оборудование для разработки грунтов классифицируют по назначению: землеройные, землеройно-транспортные, бурильные, оборудование гидромеханизации. Если машина только режет грунт, она носит название землеройной. Если машина разрабатывает и перемещает грунт, она называется землеройно-транспортной.

Землеройные машины разрабатывают грунт либо позиционно (одноковшовые экскаваторы и роторные экскаваторы поперечного копания), либо в процессе перемещения всей машины (экскаваторы непрерывного действия, кроме указанных выше роторных). Разработанный грунт либо укладывается в отвал рядом с отрытой выемкой или карьером, либо погружается в транспортные средства для его перевозки.

Землеройно-транспортные машины (бульдозеры, скреперы, фронтальные погрузчики) работают в двух следующих друг за другом режимах — землеройном и транспортном. Сначала машина в процессе своего перемещения разрабатывает грунт, накапливая его перед отвалом (бульдозер) или заполняя им ковш (скрепер), а затем перемещает его волоком по земле — в случае отвала или в ковше, подобно транспортной машине. Отвальные землеройно-транспортные машины (бульдозеры, автогрейдеры), занятые на планировке земляных поверхностей, работают в режиме землеройной машины непрерывного действия: снимаемый слой грунта непрерывно перемещается по отвалу и укладывается рядом с полосой планировки.



При выполнении земляных работ используют различные по назначению, конструкции и принципу действия машины. Учебное пособие содержит краткий теоретический и справочный материал и методические указания по проектированию и расчету машин для разработки грунтов механическим способом. Приводятся сведения по назначению, устройству и техническим характеристикам одноковшовых экскаваторов, экскаваторов непрерывного действия, бульдозеров, скреперов, фронтальных погрузчиков и рыхлителей.

# 1. БУЛЬДОЗЕРЫ

## 1.1. Назначение, область применения и классификация бульдозеров

**Б**ульдозер предназначен для послойного срезания, соскребаания и продольного перемещения насыпного материала на относительно небольшие расстояния (до 100 м).

Бульдозеры используют для зачистки и выравнивания почвы, концентрации грунта в месте погрузки ее экскаватором, перемещения бутов, транспортирования грунта на расстояние до 50 м и более (взамен скреперной доставки), а также для устройства и содержания дорог при безрельсовом транспорте и на других работах. Из вспомогательных работ наиболее часто бульдозеры применяют на расчистке площадей от леса, удалении растительного слоя, снега, негабаритных бутов, засыпке выемок, сооружении дамб и т. д.

Характер основных работ, выполняемых бульдозерами, приведен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Область применения бульдозеров

Вид работы	Рациональные расстояния перемещения пород, м	Условия работы
Планировка и зачистка поверхности	50	Уклон до 15°, подъем до 10°
Разравнивание грунта и разрушенной скалы на отвалах	70	
Выемка и перемещение грунта в отвал Выемка и перемещение грунта из резервов в насыпь	100 для гусеничных и 150 для колесных	
Обратная засыпка выемки разрыхленным грунтом	150	

В ряде случаев, при внесении необходимых конструктивных изменений в оборудование, область использования бульдозера может быть расширена.

Бульдозер (рис. 1.1) состоит из ходовой тележки, привода, отвала, оборудования для управления отвалом, толкающей рамы и раскосов.

Принцип работы бульдозера заключается в том, что, перемещаясь собственным ходом (обычно гусеничный ход), бульдозер подъезжает к требуемому месту работы, заглубляется отвал в грунт и при резании слоев грунта формируется объем грунта, располагающийся перед отвалом в виде призмы волочения. Далее бульдозер перемещает захваченный грунт на некоторое расстояние толканием-волочением и затем разгружается, сталкивая грунт с откоса, поднимая отвал или отходя назад. Затем бульдозер возвращается к месту заполнения отвала и рабочий цикл повторяется [3].

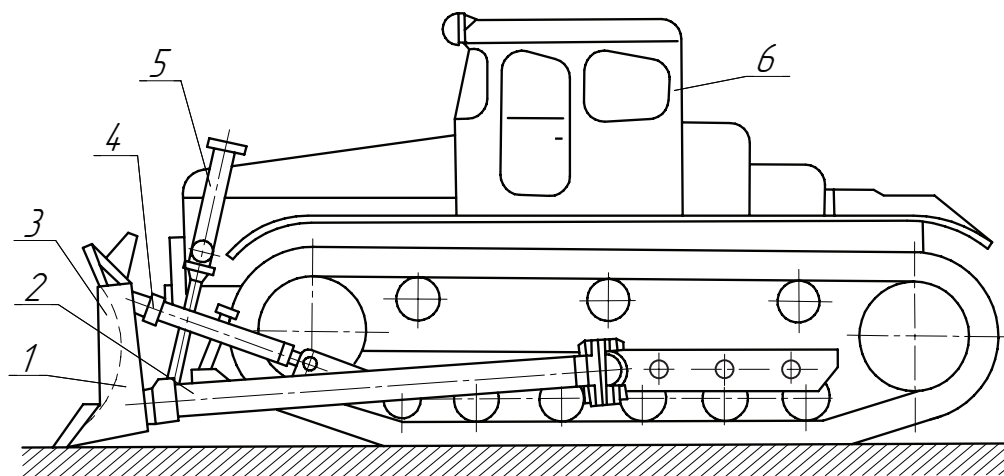


Рис. 1.1. Бульдозер Д-572 с трактором ДЭТ-250:

1 — отвал; 2 — толкающий брус; 3 — боковой нож; 4 — раскос; 5 — силовой гидроцилиндр;  
6 — трактор

Конструкция бульдозера и особенно отвала должна обладать повышенной прочностью и износостойкостью [1, 9].

Бульдозеры классифицируют:

- по способу управления отвалом: с канатным и гидравлическим управлением;
- по возможности изменения угла установки отвала в плане (50–60°): с поворотным и неповоротным отвалом;

- по возможности изменения угла резания ( $5-8^\circ$ ) — с постоянным и переменным углом установки отвала;
- по возможности перекоса отвала ( $3-8^\circ$ ): допускающие перекоос в вертикальной плоскости и не допускающие перекоса;
- по типу ходового оборудования: гусеничные и колесные;
- по роду потребляемой энергии: с двигателями внутреннего сгорания, электро- и пневмоприводом [11].

## 1.2. Рабочее оборудование бульдозера

---

Рабочее оборудование бульдозера с неповоротным отвалом, установленным перпендикулярно к продольной оси базовой машины, состоит из отвала, толкающей рамы и механизма управления.

### Отвал (нож)

Основным рабочим органом бульдозера является отвал (рис. 1.2); вместо отвалов на бульдозерах могут быть установлены плоские или V-образные толкающие рамы, через которые осуществляют передачу дополнительных усилий на толкаемую машину, например, на скрепер при его загрузке.

В зависимости от характера работы применяются отвалы различной конструкции. Наиболее распространен неповоротный отвал в виде коробчатой сварной конструкции (рис. 1.2, а). Его передняя часть представляет собой изогнутый стальной лист, в нижней половине которого закреплен нож. Для увеличения жесткости отвал усилен ребрами. При необходимости по сторонам отвала устанавливаются щеки.

При разработке сыпучих пород к отвалу крепят открьлки-удлинители, позволяющие повысить производительность бульдозера на 40–50 %.

У бульдозеров с поворотным отвалом (рис. 1.2, б) последний можно устанавливать в горизонтальной плоскости под углом до  $27^\circ$  в обе стороны от продольной оси или перпендикулярно к ней.

Поворотный отвал обычно делают большей длины, чем у машин с неповоротным отвалом, так как в повернутом положении он должен перекрывать ширину базового тягача. Отвал представляет собой

коробчатую металлоконструкцию, с тыльной стороны которой приварен подпятник для шаровой пяты толкающей рамы.

На бульдозерах с гидравлическим управлением правый, а иногда и левый подкосы заменяют гидроцилиндрами. Изменяя длину одного или обоих гидроцилиндров (подкосов), можно наклонять отвал в вертикальной плоскости на угол до  $20^\circ$ , улучшать его приспособляемость к условиям разработки каменистых пород.

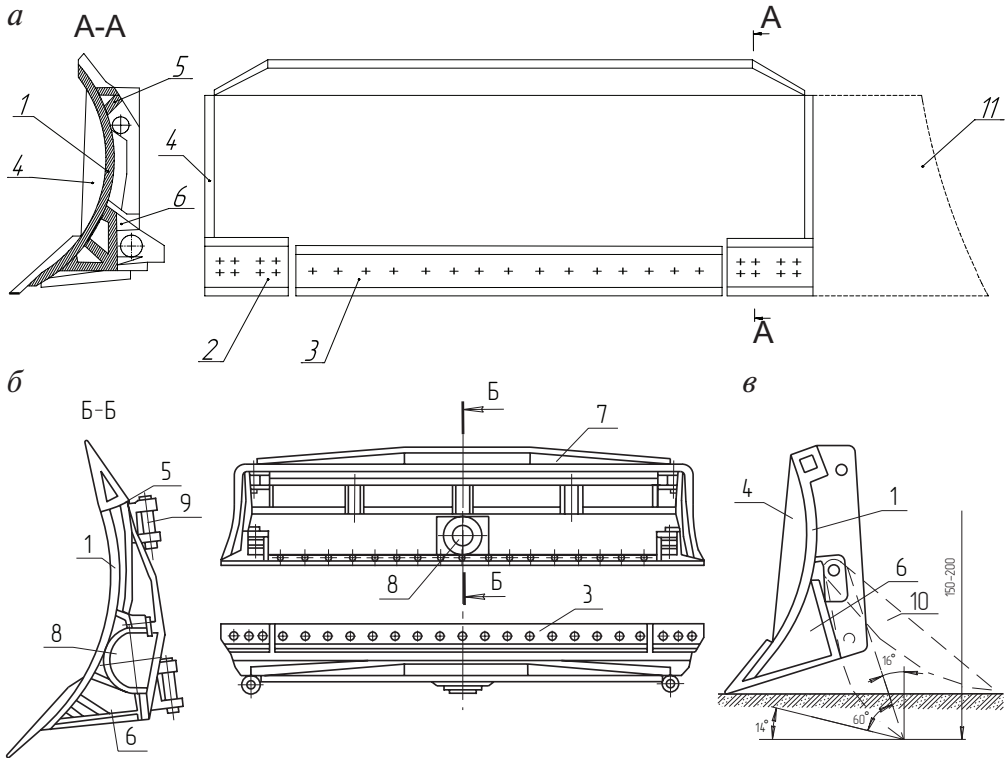


Рис. 1.2. Конструкции бульдозерных отвалов:

*a* — неповоротного; *б* — поворотного; *в* — со сменным рыхлящим зубом

1 — лобовой лист; 2, 3 — ножи боковой и средний соответственно; 4 — боковина;

5, 6 — верхняя и нижняя коробки; 7 — козырек; 8 — подпятник для шарнирной головки;

9 — палец крепления отвала к боковым цапфам; 10 — зуб; 11 — открывлок-удлинитель

Для работы в породах средней крепости отвал снабжают сменными зубьями 10 (см. рис. 1.2, в), которые устанавливают так, чтобы они могли разрыхлять породу при рабочем или обратном ходе бульдозера. При этом зубья закрепляют на оси шарнирно, так, чтобы их режущие лезвия были направлены в сторону, противоположную режущему лез-

вию отвала. При движении бульдозера вперед зубья поворачиваются на оси, и их тыльная сторона скользит по поверхности породы. Отвалы с рыхлящими зубьями целесообразно применять при подготовке бульдозером фронта работы для скреперов.

### Конструкции рам бульдозеров

Рама служит для передачи тягового усилия от трактора к рабочему органу. Конструкции рам зависят от мощности бульдозера.

Рамы бульдозеров с неповоротным отвалом состоят из толкающих брусьев коробчатого сечения, к передним концам которых закреплен отвал. На задних концах брусьев устроены опоры, которыми брусья соединяются с поперечной балкой, крепящейся к лонжеронам (продольным балкам) рамы трактора.

Рамы бульдозеров с поворотным отвалом (рис. 1.3) состоят из двух изогнутых брусьев. Отвал присоединяют к раме с помощью шарнирного соединения и, кроме этого, крепят двумя боковыми упорами.

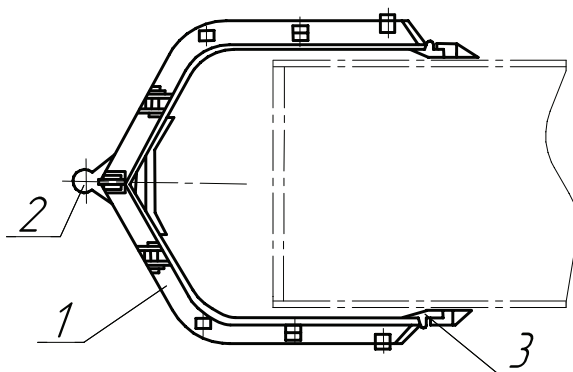


Рис. 1.3. Универсальная рама:  
1 — брус; 2 — шарнир; 3 — упор

## 1.3. Расчет бульдозера

Расчет бульдозера включает [12]:

- расчет сил сопротивлений, возникающих при выполнении рабочих операций;
- статический расчет бульдозера.

Суммарное сопротивление на отвале бульдозера при копании и перемещении грунта по горизонтальной поверхности определяется суммой сопротивлений (рис. 1.4):

$$W_{\Sigma} = W_k + W_{пр} + W_b + W_o + W_{тр},$$

где  $W_k$  — сопротивление копанию,

$$W_k = K_{\text{коп}} Bc,$$

$B$  — ширина отвала;  $c$  — средняя толщина стружки, м,  $c = 0,1-0,25 H$ ;  $H$  — высота отвала;  $W_{пр}$  — сопротивление перемещению призмы волочения перед отвалом,

$$W_{пр} = \frac{V_{пр} \rho_{\text{вн}} g}{K_p},$$

$V_{пр}$  — объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера;  $W_b$  — сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу,

$$W_b = \frac{V_{пр} \rho_{\text{вн}} g \cos^2 \delta}{K_p},$$

$\delta$  — угол резания ножа бульдозера;  $W_{тр}$  — сопротивление трению рабочего оборудования,

$$W_{тр} = g K_o m_{\text{р.о}} \mu,$$

$K_o$  — коэффициент, учитывающий долю силы тяжести рабочего оборудования,  $K_o = 0,5-0,8$ ;  $m_{\text{р.о}}$  — масса рабочего оборудования.

Статический расчет бульдозера позволяет определить: отклонение от середины опорной поверхности машины (центра давления) — точки приложения результирующей всех сил; максимальное давление на кромках гусениц и общую устойчивость бульдозера.

Положение центра давления определяют для трех положений бульдозера (рис. 1.5), находящегося на горизонтальной площадке: с поднятым отвалом; в процессе отделения от массива стружки оптимальной толщины при максимально возможном объеме грунта перед отвалом; при перемещении в траншее максимально допустимого объема грунта без резания.

Для тяжелых бульдозеров необходимо также определять максимальное статическое давление на переднюю и заднюю опорные кромки гусениц  $A$  и  $B$  (или на переднее и заднее колеса) при следующих положениях бульдозера: отвал поднят на предельном (не менее 20 %) уклоне



(подъеме); в процессе срезания породы и движения под наибольший уклон при наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема; при движении в траншее на подъем  $\alpha_{\max} > 15^\circ$  и при наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема  $V_{\text{в max}}$ ; резание грунта с движением по горизонтальной поверхности и максимальной загрузкой при подъеме и опускании отвала.

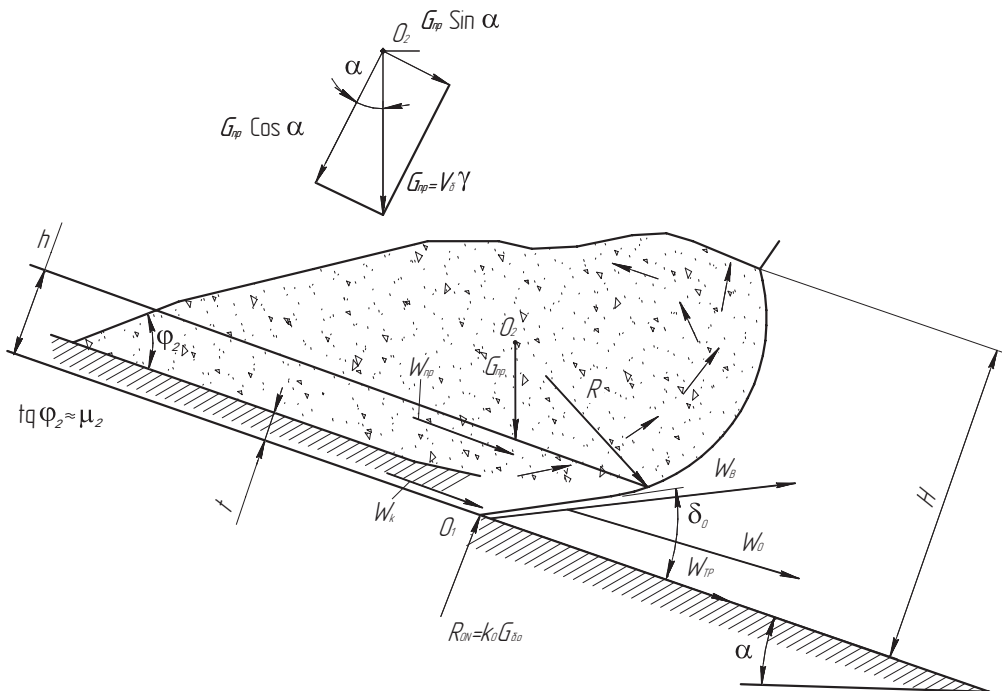


Рис. 1.4. Схема сил к определению сопротивления на ноже бульдозера:

$W_k, W_{пр}, W_в, W_о, W_{тр}$  — сопротивления копанию, перемещению призмы волочения, перемещению породы вверх по отвалу, перемещению базовой машины, трению рабочего оборудования;  $G_{пр}$  — сила тяжести призмы волочения,  $R$  — результирующая сила,  $t$  — толщина срезаемой стружки

Во всех этих случаях смещение центра давления не должно приводить к отрыву от опорной поверхности передней или задней кромок гусениц или соответствующих колес машины. Смещение центра давления  $x$ , м, относительно точки  $A$  ( $\sum M_A = 0$ ) согласно условиям статики (см. рис. 1.5, а) определяется по зависимости

$$x = \frac{G_6 l_1 \pm R_0 l_0 - W_k h}{N},$$

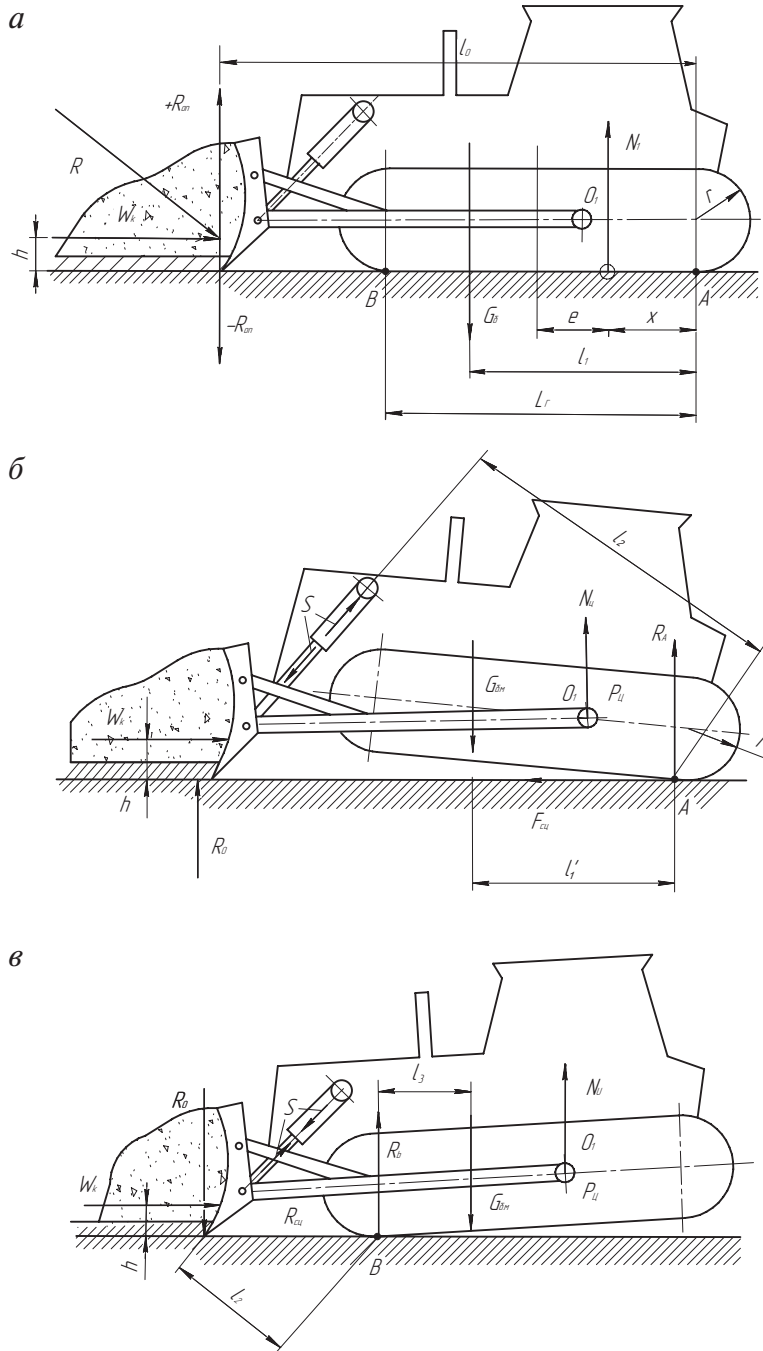


Рис. 1.5. Схема сил, действующих на бульдозер:

*a* — при определении центра давления; *б, в* — при расчете на устойчивость

где  $G_6$  — сила тяжести бульдозера с рабочим оборудованием;  $R_0$  и  $W_k$  — нормальная и касательная составляющие суммарного сопротивления породы копанию  $R$ ;  $N = G_6 \pm R_0$  — суммарная опорная реакция основания;  $h$ ,  $l$  и  $l_0$  — плечи сил (см. рис. 1.5, а).

Точка приложения результирующей суммарной силы сопротивления породы  $R$  на отвале по данным [3] находится на высоте  $h = 0,17H$  от режущей кромки при копании плотных пород и  $h = 0,27H$  при копании разрыхленных пород.

Устойчивость бульдозера проверяется для двух случаев: отвал упирается в препятствие (см. рис. 1.5, б); осуществляется подъем углубленного отвала (рис. 1.5, в). Критерием устойчивости является не опрокидывание машины вокруг кромок  $A$  и  $B$  при коэффициенте устойчивости  $\Psi \geq 1,5$  и смещении  $N$  на величину  $e \leq L_T/6$ .

В расчетных положениях (см. рис. 1.5, б, в) принимают, что на бульдозер действуют внешние силы: вертикальная реакция породы на отвале  $R_0$ ; сопротивление породы копанию  $W_k$ ; вертикальные реакции  $R_A$  и  $R_B$  на кромках опрокидывания; сила сцепления движителя с грунтовой поверхностью  $F_{\text{сц}} = Q_{\text{сц}} \phi$ ; вес базовой машины (трактора)  $G_{6,т}$ . В системе трактор — рабочее оборудование действуют внутренние силы:  $S$  — сила, развиваемая гидроцилиндром;  $N_{\text{ц}}$  и  $P_{\text{ц}}$  — соответственно вертикальная и горизонтальная реакции в цапфах  $O_1$  толкающей рамы.

С достаточной для расчета степенью точности силы  $R_0$ ,  $W_k$  и  $S$  можно считать пересекающимися в одной точке и, следовательно, не создающими каких-либо моментов в вертикальной плоскости. Расположение балок толкающей рамы под небольшим углом к горизонту позволяет считать силу  $W_k = 2 P_{\text{ц}}$  (две балки) и пренебречь силами  $N_{\text{ц}}$ . Тогда коэффициенты устойчивости относительно ребер  $A$  и  $B$  будут:

$$\Psi_A = \frac{gm_{6,т}l_1}{2Sl_2 + W_k h};$$

$$\Psi_B = \frac{gm_{6,т}l_3 + W_k h}{2Sl_2}.$$

Более опасен случай опрокидывания бульдозера вокруг заднего ребра  $A$  при  $W_k = F_{\text{ц}} = T_{\text{н,т}}$ .

## 1.4. Определение производительности бульдозера

Производительность бульдозера в значительной степени зависит от способа его работы. По мере срезания слоя породы и увеличения призмы волочения возрастает сопротивление перемещению бульдозера. С целью возможно более полной реализации силы тяги бульдозера не рекомендуется врезаться отвалом на постоянную глубину, а более целесообразно в начале цикла срезания заглублять отвал на большую глубину, чем в конце цикла срезания, т. е. работать с переменной толщиной стружки. При работе под уклон можно срезать стружку постоянного сечения на всем пути набора породы, так как в этих условиях появляется некоторый резерв по мощности, а сопротивление перемещению породы впереди отвала (так же, как и сопротивление перемещению самого трактора) значительно меньше, чем при работе по горизонтали или на подъем. Обычно путь, за который бульдозер набирает породу впереди отвала, составляет 5–7 м.

Производительность возрастает, если одновременно работают два спаренных бульдозера, устанавливаемые один от другого на расстоянии 0,25–0,3 м (для пород категорий I и II) и до 0,5 м (для пород категории III). В этом случае почти в два раза уменьшаются потери породы в валиках за пределами отвала и фактически увеличивается ширина захвата, поскольку к суммарной длине двух отвалов добавляется длина расстояния между ними, в результате чего производительность увеличивается на 10–15 %.

В зависимости от вида работ эксплуатационную производительность бульдозера определяют:

- При резании и перемещении породы  $Q_3$ , м<sup>3</sup>/ч, составит:

$$Q_3 = \frac{3600 V_{\text{в}} K_{\text{в}} K_{\text{укл}} a_{\text{п}}}{T_{\text{ц}}},$$

где  $V_{\text{в}}$  — фактический объем призмы волочения, определяемый по зависимости, м<sup>3</sup>;  $K_{\text{в}} = 0,85–0,9$  — коэффициент использования бульдозера по времени;  $K_{\text{укл}}$  — коэффициент, учитывающий уклон пути (1–2,25 при уклоне от 0 до 15 %; 1–0,4 — при подъеме от 0 до 15 %);  $a_{\text{п}} = (1 - \beta l_{\text{п}})$  — коэффициент, учитывающий просыпи породы из отвала в процессе ее перемещения на пути  $l_{\text{п}}$  ( $\beta = 0,008–0,04 \text{ м}^{-1}$ );  $T_{\text{ц}}$  — продолжительность цикла, с:

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{р}}}{v_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} + \frac{l_{\text{р}} + l_{\text{п}}}{v_{\text{о}}} + t_{\text{с}} + t_{\text{о}} + 2t_{\text{пов}},$$

$l_{\text{р}}$  и  $l_{\text{п}}$  — длина пути соответственно при резании (6–10 м) и перемещении породы бульдозером, м;  $v_{\text{р}}$ ,  $v_{\text{п}}$  и  $v_{\text{о}}$  — скорости трактора соответственно при резании ( $v_{\text{р}} = 0,4–0,5$ ), перемещении породы ( $v_{\text{п}} = 0,9–1,1$ ) и обратном ходе ( $v_{\text{о}} = 1,1–5$ ), м/с;  $t_{\text{с}}$ ,  $t_{\text{о}}$ ,  $t_{\text{пов}}$  — время соответственно на переключение передачи (около 5 с), опускание отвала (1,5–2,5 с), поворот трактора (10 с).

- При планировочных работах  $Q'_3$ , м<sup>2</sup>/ч, составит:

$$Q'_3 = \frac{3600 L(b-a)K_{\text{в}}}{Z \left( \frac{L}{v} + t_{\text{п}} \right)},$$

где  $L$  — длина планируемого участка, м;  $b$  — ширина полосы за один проход, м;  $a = 0,3–0,5$  — часть ширины пройденной полосы, перекрываемой при последующем смежном проходе, м;  $Z = 1–2$  — число проходов по одному месту;  $v = 0,8–1,8$  — рабочая скорость при планировочных работах, м/с;  $t_{\text{п}} = 8 + 12$  — время, затрачиваемое на повороты при каждом проходе, с.

При планировании участка длиной 30–40 м целесообразно работать без разворота трактора, что позволяет значительно сэкономить время.

## 1.5. Основные параметры и техническая характеристика бульдозеров

Функциональные возможности бульдозеров определяются главным и основными параметрами (табл. 1.2).

*Главный параметр* бульдозера — номинальное тяговое усилие трактора или тягача — определяется из выражения

$$T_{\text{нт}} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{ос}},$$

где  $G_{\text{сц}}$  — сцепной вес бульдозера, кН;  $\varphi_{\text{ос}}$  — коэффициент использования силы веса базовой машины с навесным оборудованием по сцеплению.

*Основные параметры бульдозера:*

- эксплуатационная масса бульдозера  $m_6$ , т, равная сумме масс эксплуатационной базовой машины (трактора)  $m_{6т}$  и навесного бульдозерного оборудования  $m_{6о}$  (последняя составляет 15–25 % от  $m_{6т}$ );
- скорости рабочего и обратного ходов. Первая обычно составляет 2–4 км/ч, вторая может достигать 19 км/ч для гусеничных и 10 км/ч и более для колесных машин;
- среднее давление ходовой части на грунт

$$p_6 = \frac{gm_6}{S_0},$$

где  $S_0$  — опорная площадь гусениц, м<sup>2</sup>;

- положение центра давления, т. е. точки приложения равнодействующей всех нормальных реакций грунтового основания на ходовую часть, определяемое по схемам;
- удельные горизонтальное усилие  $p_r$ , кН/м, и вертикальное давление  $p_v$ , МПа, на режущей кромке ножа, характеризующие возможность разработки грунтов различной крепости.

Таблица 1.2

**Техническая характеристика  
отечественных гусеничных бульдозеров**

Показатели	Заводской индекс										
	ДЗ-35 С (Д-575 С)	ДЗ-34 С (Д-72)	ДЗ-118	ДЗ-132-1	ДЗ-121 <sup>**</sup>	ДЗ-59Х; ДЗ-59ХЛ	ДЗ-124ХЛ	ДЗ-125 <sup>**</sup>	ДЗ-158	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Базовый трактор	Т-180 Г	ДЭТ-250	ДЭТ-250 М	ДЭТ-250 М2	ДЭТ-250 М	Т-330	ТТ-330 Р-1 –01	Т-330	Т-25.01 БР-1	Т-500 Р-1	Т-50.01
Мощность двигателя, кВт	133	222	243			244	250	244	272	367	523
Тяговый класс, кН*	150	250								350	750

Окончание табл. 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Параметры отвала, мм: • длина • высота • подъем • опускание	3640 1230 700 400	4540 1400 840 400	4310 1550 800 500	4550 1700 1200 520	4310 1300 1070 430	4730 1750 1170 650	4530 1550 1350 650	4800 1750 1170 520	6050 1740 1300 600	2000 1430 640	2300 1550 710
Способ изменения угла перекося	Гидравлический	Ручной	Гидравлический								
Управление рабочим органом	Гидравлическое										
Масса, т: • бульдозерного оборудования; • общая с трактором	3,4 18,8	4,0 31,4	4,7 39,0	5,8 37,1	6,0 29,9	7,8 46,5	8,0 46,0	8,5 45,2	Н.д. 40,5	8,6 59,9	14,3 90,1
Вместимость гидросистемы, л	130	150				300		Н.д.	300	480	Н.д.

\* Бульдозер-погрузчик; \*\* с козырьком; \*\*\* с рыхлителем.

Таблица 1.3

## Техническая характеристика отечественных колесных бульдозеров

Показатели	Заводской индекс					
	ДЗ-37	ДЗ-102	ДЗ-133*	ДЗ-160*	ДЗ-48	ДЗ-113
1	2	3	4	5	6	7
Базовый трактор	МТЗ-50; МТЗ-52	МТЗ-80; МТЗ-82		МТЗ-82; МТЗ-102	К-702	Опытный тягач
Мощность двигателя, кВт	40	55		55	147	412—450
Тяговый класс, кН	14			14	50 (100)	(250)
Параметры отвала, мм:						
• длина	2000		2100	2100	3200	4980
• высота	600	650	650	650	1100	1750 **
• подъем	500	600	—	—	1100	1000
• опускание	200		200	200	600	
Способ изменения угла перекоса	—	—	—	—	Гидравлический	



Окончание табл. 1.3

1	2	3	4	5	6	7
Управление рабочим органом	Гидравлическое					
Размер шин, мм:						
• передних	240–508			240–508	720–665	Н.д.
• задних	330–965		465–762	465–762	720–665	Н.д.
Масса, т:						
• бульдозерного оборудования	0,4		—	—	2,5	Н.д.
• общая с трактором	3,6	3,3	4,4	4,0	14,5	59,3***

\* Бульдозер-погрузчик; \*\* с козырьком; \*\*\* с рыхлителем.

## Контрольные задания

1. Назовите классификационные признаки бульдозеров.
2. Объясните конструктивные и технологические особенности бульдозеров с неповоротным и поворотным отвалом.
3. Поясните цель и последовательность статического расчета бульдозера.
4. Укажите основные факторы, определяющие производительность бульдозера.
5. Назовите основные параметры бульдозера, определяющие эффективность разработки грунтов с различными физико-механическими свойствами.

## 2. СКРЕПЕРЫ

---

### 2.1. Назначение, область применения и классификация скреперов

---

Скреперы (рис. 2.1) предназначены для послойной разработки грунтов I–IV категории, транспортировки их на отвалы или другие объекты и для укладки породы. На плотных грунтах скреперы используют совместно с бульдозерами-толкачами и рыхлителями. В ряде случаев скреперы работают по схеме скреперных поездов с использованием автосцепки. Расстояние перевозки пород самоходными однодвигательными скреперами обычно не превышает 2–4 км, двухдвигательными — 6 км. Дальность транспортирования грунта является основным показателем применения скреперов. В карьерах нерудных материалов скреперы служат для копания грунтов, как на вскрышных работах, так и на разработке нерудных материалов. Скреперами можно разрабатывать грунты до IV категории включительно.

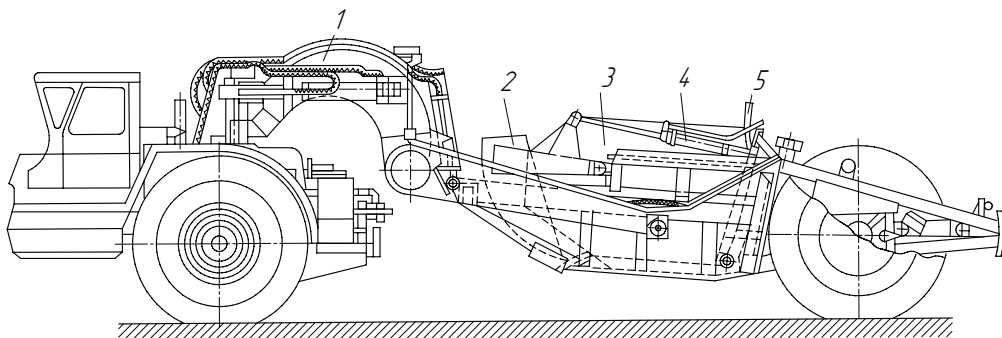


Рис. 2.1. Самоходный скрепер Д-392:

1 — хобот; 2 — заслонка; 3 — ковш; 4 — гидросистема; 5 — задняя стенка

Прицепные скреперы в агрегате с базовыми гусеничными тракторами обычно используют при дальностях транспортирования от 100 до 1500 м. Чем больше вместимость ковша скрепера, тем быстрее его базовый трактор и соответственно целесообразно применять агрегат при транспортировании породы на большие расстояния.

Однако при дальностях транспортирования 1 км и более прицепные скреперы уступают в рентабельности автомобилям-самосвалам.

При дальностях транспортирования меньших 100 м выгоднее применять более простые и дешевые бульдозеры на базовых гусеничных тракторах.

Полуприцепные скреперы, агрегируемые с базовыми быстроходными колесными тягачами, самоходные скреперы применяют в благоприятных условиях при дальностях транспортирования от 300 до 3000 м и более.

Колесные скреперы классифицируют:

- по способу соединения скреперного оборудования с тягачом — прицепные, полуприцепные и самоходные. Прицепные скреперы имеют двухосную ходовую часть, полуприцепные — одноосную, но тягач имеет две оси. У самоходных скреперов тягач и скреперное оборудование имеют по одной оси. Самоходные скреперы изготавливают с одно- и двухдвигательным приводом;
- по приводу ходовой части самоходные скреперы могут быть дизельные и дизель-электрические, последние могут образовывать скреперные поезда;
- по вместимости ковша — малой вместимости (до 5 м<sup>3</sup>), средней (5—15 м<sup>3</sup>) и большой (более 15 м<sup>3</sup>). Стандартные вместимости ковшей прицепных скреперов: 3; 4,5; 8 (7); 10; 15 и 25 м<sup>3</sup>; самоходных скреперов: 8; 10; 15; 25 и 40 м<sup>3</sup>;
- по способу загрузки и разгрузки ковша — со свободной и принудительной загрузкой или разгрузкой;
- по способу управления рабочими органами — с механическим (канатно-блочным), гидравлическим и электрогидравлическим управлением.

## 2.2. Рабочее оборудование скрепера

Рабочим органом скрепера является ковш. Ковш (рис. 2.2) врезают в массив под действием тяговой и напорной сил. Спереди он снабжен заслонкой, которая может открываться на определенную величину, вследствие чего изменяется размер щели между режущей кромкой ковша и нижней кромкой заслонки.

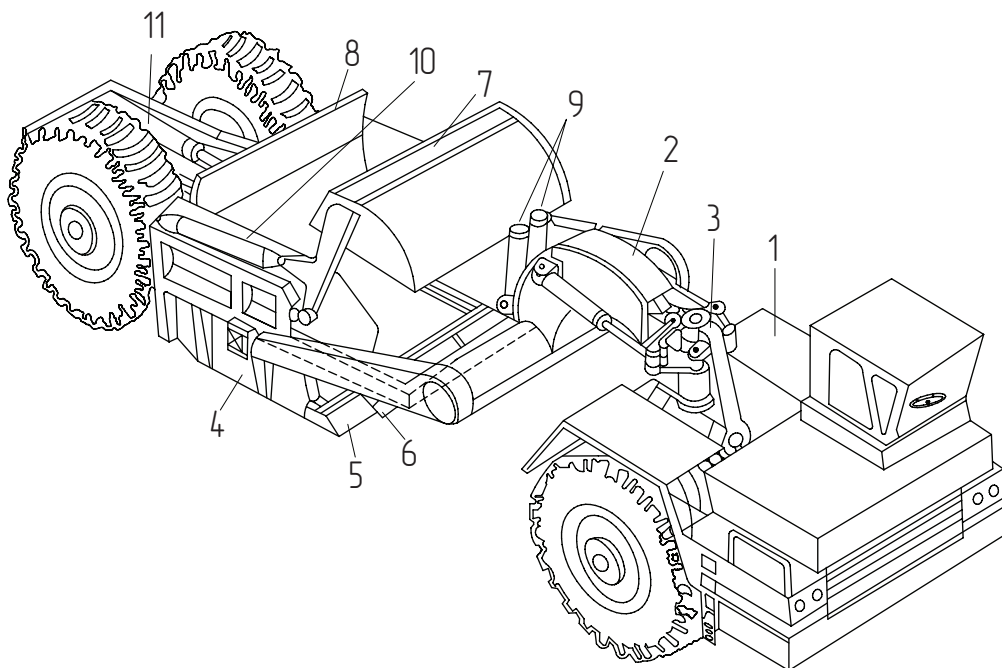


Рис. 2.2. Скрепер самоходный агрегатированный на одноосном тягаче:

- 1 — тягач; 2 — тяговые рамы; 3 — седельно-сцепное устройство; 4 — ковш;  
 5, 6 — боковой и средний нож; 7 — заслонка; 8 — задняя неподвижная стенка;  
 9–11 — гидроцилиндры подъема-опускания ковша, управления заслонкой,  
 выдвижения задней стенки

Величину щели в зависимости от толщины срезаемого слоя и физико-механических свойств породы регулируют системой управления. После заполнения ковша заслонку закрывают, а ковш переводят в транспортное положение.

Разгрузку ковша производят принудительно выдвигаемой задней стенкой через люк, открывающийся в днище одновременно с нача-

лом хода стенки вперед и обратным движением скребков элеватора, или, если применяется шнековый элеватор, то его реверсированием на разгрузку.

## 2.3. Расчет скрепера

Расчет скрепера включает:

- тяговый расчет скрепера;
- расчет устойчивости скрепера.

Тяговый расчет скрепера заключается в определении силы и мощности тяги, необходимых для преодоления рабочих и транспортных сопротивлений, возникающих на рабочем и ходовом оборудовании, и в подборе соответствующей базовой машины [9, 12].

Общее сопротивление движению груженого скрепера по уклону в конце его дополнения зависит от следующей суммы сопротивлений:

$$W_c = W_{\pi} + W_k,$$

где  $W_{\pi}$  — составляющая сопротивления сил тяжести,

$$W_{\pi} = g (m_{б.м} + m_{р.о} + m_r) (f \pm i),$$

$m_r$  — масса грунта в ковше скрепера;  $f$  и  $i$  — коэффициенты сопротивления качению и уклону пути;  $W_k$  — сопротивление копанию,

$$W_k = K_{\text{коп}} B c,$$

$B$  — ширина режущего ножа ковша, м.

В транспортном положении (рис. 2.3, а) на скрепер действуют активные и реактивные силы. Первые состоят из: силы  $G_1$  ( $G_1$  — сумма сил тяжести тягача скреперной установки и породы в ковше, заполненном «с шапкой»,  $K_d$  — коэффициент динамичности, для скреперов  $K_d = 2$ ) и окружную силу  $P_k$  на ведущих колесах. Вторые — вертикальные реакции  $R_1$  и  $R_2$  на колесах со стороны грунта и силы сопротивления перекатыванию колес  $P_{f1}$  и  $P_{f2}$ .

В транспортном положении скрепера силы  $P_k$  направлены на преодоление сопротивлений качению:

$$P_{f1} = R_1 f_k \text{ и } P_{f2} = R_2 f_k.$$

Из уравнений моментов относительно точек  $A$  и  $B$  и суммы проекций сил на оси  $x$  и  $y$  будем иметь значения:

$$R_1 = G_1 d/L; R_1 = G_1 - R_1 \text{ и } P_k \geq (R_1 + R_2) = f_k G_1,$$

где  $d$  и  $L$  — координаты сил (рис. 2.3,  $a$ ).

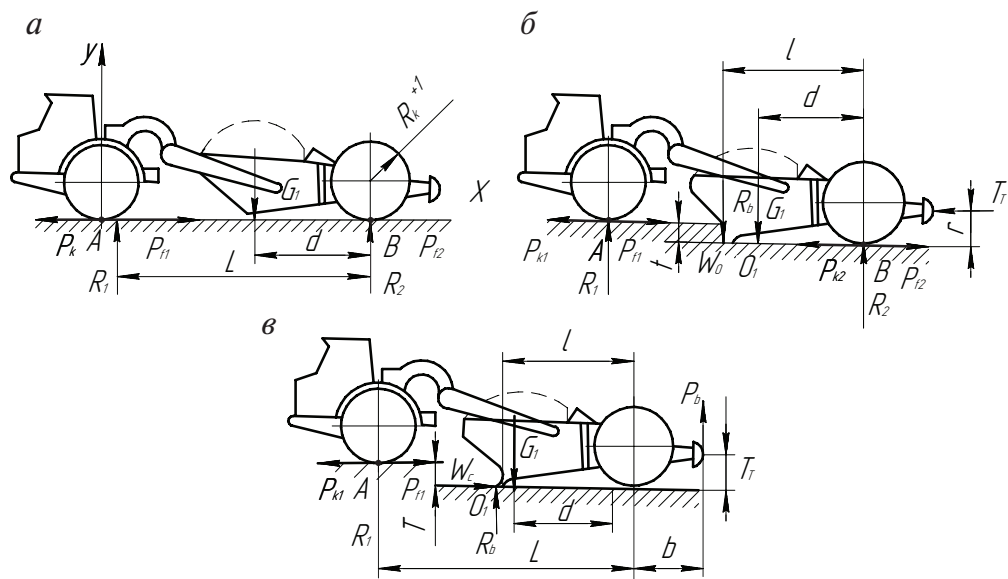


Рис. 2.3. Схема сил, действующих на скрепер при режимах:

$a$  — транспортном;  $b$  — конца заполнения ковша;  
 $в$  — копания с вывешенными задними колесами

Для скрепера со всеми ведущими колесами окружная сила  $P_k$  на ведущих колесах представляет собой сумму окружных сил, действующих на передние  $P_{k1}$  и задние  $P_{k2}$  колеса.

Конец заполнения и начало подъема ковша (рис. 2.3,  $b$ ). Грузе-ный скрепер движется по горизонтали ( $K_d = 1$ ), опираясь на все колеса. Здесь активными силами являются: окружные  $P_{k1}$  и  $P_{k2}$  на колесах ведущих осей; вес  $G_1$  груженого «с шапкой» скрепера и толкающая  $T_T$  вспомогательного толкача; реактивными — силы  $P_{l1}$  и  $P_{l2}$  сопротивления движению передних и задних колес;  $W_c$  — сопротивления резанию и перемещению скрепера;  $R_b$  — вертикальная реакция со стороны породы на лезвии ковша скрепера:

$$R_b = K_c W_c = (0,37-0,45) W_c.$$

В рассматриваемом положении тяговые силы скрепера и толкача расходуются на передвижение скрепера, срезание породы и заполнение ковша. Одновременно должна развиваться максимально возможная тяговая сила. Окружные силы на ведущих колесах (реализация по сцеплению):

$$P_{к1} - R_1 \varphi_{\max} \text{ и } P_{к2} = P_2 \varphi_{\max},$$

где  $\varphi_{\max}$  — максимальный коэффициент сцепления.

Принимая, что в конце наполнения ковша толщина стружки  $t = 0$  из уравнения моментов относительно точек  $A$  и  $B$  (рис. 2.3, б) и суммы проекций сил на оси  $x$  и  $y$ , имеем:

$$R_1 = (G_1 d + R_b l) / L \text{ или } R_1 = G_1 + R_b - R_2;$$

$$R_2 = [-W_c t + R_b (L - l) + G_1 (L - d)] / L;$$

$$W_c = [G_1 (\varphi_{\max} - f_k) + T_T] / [1 - K_c (\varphi_{\max} - f_k)].$$

Режим копания с вывешенными задними колесами скрепера (рис. 2.3, в) может иметь место под действием реакции породы на лезвии ковша и толкающего усилия. В этом случае груженный «с шапкой» скрепер движется по горизонтальной поверхности и опирается на передние колеса и нож ( $R_2 = 0$ ). Из уравнения моментов относительно точек  $A$  и  $O_1$  и суммы проекций сил на оси  $x$  и  $y$  определяют величины  $P_{к1}$ ,  $P_j$ ,  $W_c$ ,  $R_1$ ,  $R_b$ .

Расчет устойчивости агрегата, состоящего из одноосного тягача и полуприцепного скрепера, при прямолинейном движении ведется в продольном и боковом направлениях. В первом случае предполагается, что сползание агрегата вдоль уклона с углом  $\alpha$  начинается раньше опрокидывания агрегата ( $\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi_{\min}$ , где  $\varphi_{\min}$  — минимальный коэффициент сцепления).

Устойчивость скрепера в боковом направлении на уклоне зависит от высоты расположения центров тяжести агрегата и полуприцепа. Грани опрокидывания агрегата — линии соединения точек опор передних и задних колес по боковым плоскостям. Грани опрокидывания полуприцепа — линии, соединяющие шарнир седельно-сцепного устройства с точками контакта задних колес полуприцепа с грунтом. Устойчивость агрегата при крутом повороте определяется в статическом положении на уклоне с заданным углом и при движении на повороте.



## 2.4. Определение производительности скрепера

Техническая производительность скрепера  $Q_{\text{тех}}$ , м<sup>3</sup>/ч, составляет:

$$Q_{\text{тех}} = \frac{3600 EK_{\text{н}}}{K_{\text{р}} T_{\text{ц}}},$$

где  $E$  — геометрическая вместимость ковша, м<sup>3</sup>;  $K_{\text{н}}$  и  $K_{\text{р}}$  — коэффициенты наполнения ковша ( $K_{\text{н}} = 0,6-1,25$ ) и разрыхления породы;  $T_{\text{ц}}$  — продолжительность цикла, с:

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} + \frac{l_3}{v_3} + \frac{l_4}{v_4} + t_{\text{р}} + t_{\text{м}},$$

$l_1, l_2, l_3, l_4$  — длина пути соответственно заполнения, транспортирования породы, разгрузки и возврата порожнего скрепера, м;  $v_1, v_2, v_3, v_4$  — средние скорости движения скрепера соответственно при заполнении ковша, груженого, при разгрузке и порожнего, км/ч;  $t_{\text{р}}, t_{\text{м}}$  — затраты времени соответственно на развороты и маневрирование скрепера, с.

Путь набора породы скрепером:

$$l_1 = \frac{EK_{\text{н}}K_{\text{п}}}{0,7Bt_{\text{с}}K_{\text{р}}},$$

где  $K_{\text{п}} = 1,2-1,5$  — коэффициент, учитывающий потери породы на призмму волочения и боковые валики;  $B$  — ширина ковша, м;  $t_{\text{с}}$  — средняя толщина стружки, м.

Производительность скрепера с элеваторной загрузкой определяется по формуле:

$$Q_{\text{тех}} = \frac{3600 EK_{\text{н}}}{K_{\text{р}} T_{\text{ц}}} \text{ при } K_{\text{н}} = 1.$$

Время наполнения скрепера  $t_1$ , с:

$$t_{\text{с}} = T_{\text{ц}} = \frac{E}{B_{\text{с}} h_{\text{с}} \varphi_{\text{с}} K_{\text{с}} v_{\text{с}}},$$

где  $B_{\text{с}}$  и  $h_{\text{с}}$  — соответственно ширина и высота скребка, м;  $\varphi_{\text{с}} = 0,8-0,9$  — коэффициент заполнения межскребкового расстояния;  $K_{\text{с}}$  — коэффициент, учитывающий угол наклона элеватора;  $v_{\text{с}}$  — скорость цепи элеватора, м/с.

## 2.5. Основные параметры и техническая характеристика скреперов

*Главный параметр* скрепера — геометрическая вместимость ковша  $E$ , м<sup>3</sup>.

*Основными параметрами* скрепера являются: мощность двигателя тягача, конструктивная масса машины, габариты, ширина и максимальная толщина срезаемого слоя грунта, колесная база, рабочая и транспортная скорости, величина нагрузки на оси (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Техническая характеристика колесных скреперов

Показатели	Заводской индекс						
	ДЗ-11П (Д-375П)	ДЗ-74	ДЗ-172.1.03	ДЗ-79	ДЗ-13Б (Д-392)	ДЗ-107-2	ДЗ-155-1
1	2	3	4	5	6	7	8
Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	8	8	8,8	15	15	25	25,5
Тип скрепера	Самоходный	Полуприцепной	Прицепной		Самоходный	Самоходный двухмоторный	
Грузоподъемность, т	15	16	16,5	27	27	50,4	27
Размеры резания, мм:							
• ширина	2780	2650	2754	3020	3120	3800	3412
• глубина	300	200	170	310	200	400	240
Толщина отсыпаемого слоя, мм	475	Н. д.	400	500	150—500	600	500
База, мм	6900	6600	Н. д.	8000	8395	10000	8400
Дорожный просвет, мм	475	500	500	560	500	600	500
Колея, мм:							
• передних колес	2330	2115	Н. д.	2200	2530	Н. д.	2530
• задних колес	2150	2050	Н. д.	2400	2530	2825	2567
Число колес	4	8'	4	4	4	4	4
Размер шин, мм	533—711	457—635	500—635	533—711	686—838	953—991	686—838

Окончание табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Способ разгрузки	Принудительный						Полупринудительный
Управление	Электрогидравлическое	Гидравлическое		Электрогидравлическое		Гидравлическое	
Базовый трактор, тягач	МоАЗ-546 П	К-702	Т-170.00-2	Т-330	БелАЗ-7422	Специальное шасси	БелАЗ-531
Максимальная скорость движения, км/ч	40	33	10,5	16,4	45	50	50
Мощность двигателя, кВт	159	147	125	243	265	405×2	265×2
Габариты в транспортном положении, мм:							
• длина	11000	13750	14390	11600	13000	16415	12850
• ширина	3242	3145	3150	3560	3610	4450	3860
• высота	3225	3535	3300	3600	3800	4400	3950
Масса, т:							
• скрепера	9,5	9,5	10,1	18,6	16,6	30,0	21,0
• с тягачом	20,0	23,1	25,2	53,3	36,8	65,8	38,0

Конструктивная масса собственно скрепера  $m_{к.с.}$ , т, определяется по формуле

$$m_{к.с.} = q_k E,$$

где  $q_k$  — коэффициент удельной металлоемкости, т/м<sup>3</sup>, равный 1,25–1,33 т/м<sup>3</sup> для самоходного двухмоторного и 0,9–1,2 т/м<sup>3</sup> для самоходного одномоторного скрепера без тягача; для скрепера с элеваторной загрузкой 1,5–2 т/м<sup>3</sup> (без тягача).

Масса собственно одно- и двухосного седельного тягача  $m_t$ , т, определяется в функции его мощности  $N$ , кВт, по формуле

$$m_t = K_t N,$$

где  $K_t$  — коэффициент, равный 0,054–0,061 для одноосного и 0,065–0,073 для двухосного тягачей, т/кВт.

Ширина ковша скрепера  $B$ , м, по условиям проходимости машины выполняется максимально возможной и при известной ширине колеи тягача  $B_k$ , м, определяется по формуле

$$B = B_k + B_{\text{ш}} + 2\Delta,$$

где  $B_{\text{ш}}$  — ширина пневмошины, м;  $\Delta = 0,03\text{--}0,06$  — поперечный зазор между шиной и стенкой ковша, м.

С другой стороны, ширина ковша вместимостью до  $15 \text{ м}^3$  ограничивается габаритом погрузки его на железнодорожный транспорт без разборки. Ковши большей вместимости при транспортировке разбирают.

В зависимости от вместимости ковша его ширина может быть также определена по формулам:

$$B = 1,43E^{0,38} \text{ (для } E < 11 \text{ м}^3\text{);}$$

$$B = 3,41 + 0,01E \text{ (для } E = 11\text{--}25 \text{ м}^3\text{)}.$$

Высота  $H_k$  и длина  $L$  ковша скрепера соответственно равны:

$$H_k = 0,4\text{--}0,6 B;$$

$$L = 1,4\text{--}1,8H_k.$$

Большие значения  $L$  принимаются для ковшей меньшей вместимости.

## Контрольные задания

1. Назовите классификационные признаки скреперов.
2. Объясните конструктивные и технологические особенности скреперов с выдвигаемой задней стенкой и с элеватором.
3. Поясните назначение и принцип действия заслонки ковша скрепера.
4. Укажите основные факторы, определяющие производительность скрепера.
5. Назовите основные параметры скрепера, определяющие эффективность разработки грунтов с различными физико-механическими свойствами.

### 3. ФРОНТАЛЬНЫЕ ПОГРУЗЧИКИ

---

#### 3.1. Назначение, область применения и классификация погрузчиков

---

**О**дноковшовые погрузчики фронтального типа (рис. 3.1) находят все более широкое применение в качестве основного или дополнительного выемочно-погрузочного оборудования, выполняют самые разнообразные виды работ [1].

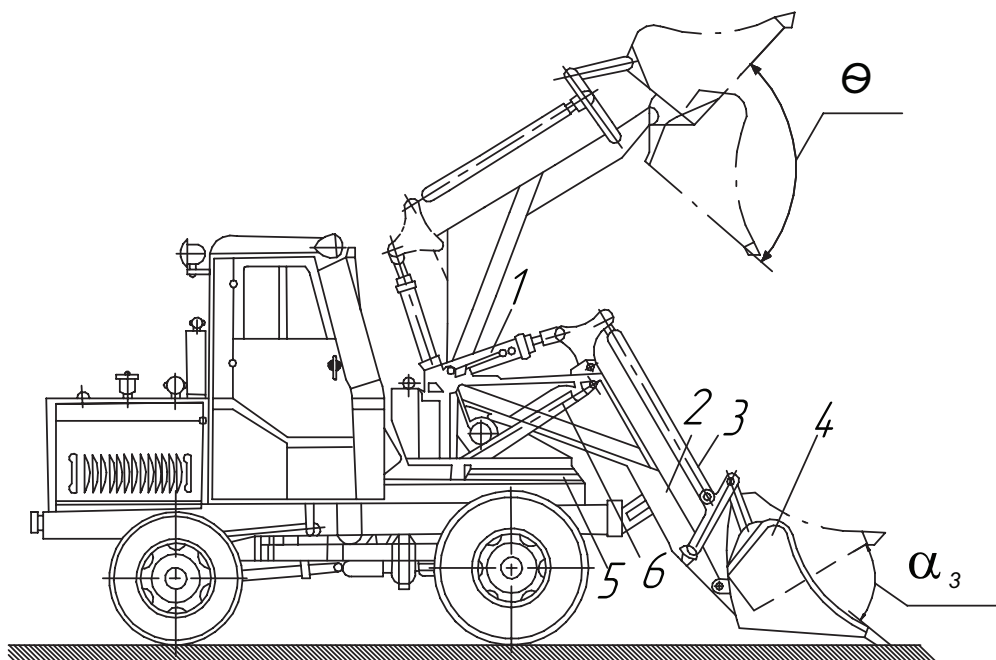


Рис. 3.1. Общий вид одноковшового погрузчика:

1 — гидроцилиндр управления ковшом; 2 — стрела; 3 — кривошипно-шатунный механизм управления ковшом; 4 — ковш; 5 — поворотная рама; 6 — гидроцилиндры подъема стрелы

Одноковшовые погрузчики классифицируют:

- по назначению — на строительные (с грузоподъемной силой до 100 кН) и карьерные (с грузоподъемной силой более 100 кН);
- по способу разгрузки ковша — с передней (фронтальные), боковой, разгрузкой назад (через себя);
- по ходовому устройству — на пневмоколесном ходу с жесткой рамой (с задними управляемыми колесами) или с шарнирно-сочлененной рамой; на гусеничном ходу;
- по наполнению ковша — с напорным усилием, обеспечиваемым ходовым механизмом, или с помощью гидроцилиндров при застопоренном ходовом устройстве;
- по повороту стрелы при разгрузке — неповоротные, полуповоротные (на угол до 90°), полноповоротные;
- по типу привода — дизельные, дизель-электрические, карбюраторные;
- по мощности двигателя — малой мощности (до 80 кВт); средней (180–160 кВт) и мощные (160–550 кВт).

Кинематические и конструктивные схемы рабочих органов погрузчиков принципиально отличаются от схем рабочих органов экскаваторов типа «прямая лопата». Благодаря достаточно высокому напорному усилию при горизонтальном внедрении ковша, развиваемому сцепной силой тяжести погрузчика; оснащению погрузчика поворотным ковшом совковой формы; достижению наиболее рациональной траектории рабочего органа и эффективного процесса черпания разрыхленных горных пород, а также установке погрузчика на колесный ход обеспечивается возможность создания мощных колесных погрузчиков, масса которых в 5–8 раз меньше [9, 19]. В связи с этим современные карьерные погрузчики успешно конкурируют с карьерными экскаваторами с ковшом вместимостью до 12 м<sup>3</sup>. Это также обусловлено следующими преимуществами колесных погрузчиков:

- высокой скоростью передвижения, что дает возможность одному погрузчику обслуживать несколько забоев (горизонтов) одного или нескольких близко расположенных карьеров;
- небольшими габаритами и большой маневренностью, позволяющими использовать погрузчики в стесненных условиях;
- незначительной зависимостью производительности погрузчика от высоты забоя, что создает благоприятные условия для приме-

нения их при разработке невысоких развалов взорванных горных пород и уступов;

- универсальностью применения в связи с возможностью качественной зачистки подошвы забоя, подъездных автодорог, уборки негабаритов, а также с использованием комплектов сменного рабочего оборудования — бульдозерных отвалов, челюстных захватов, двухчелюстных ковшей и др [11].

Широкое распространение на карьерах получили большегрузные колесные карьерные погрузчики. Из сотен зарубежных погрузчиков, применяемых на карьерах стран СНГ, 80 % — погрузчики с ковшом вместимостью 7,65–9,2 м<sup>3</sup> и менее 20 % — 4,6 м<sup>3</sup>.

В отечественной и зарубежной практике открытых горных работ преобладающее распространение получили наиболее простые по конструкции и надежные в работе неповоротные большегрузные колесные фронтальные карьерные погрузчики с передней разгрузкой ковша. Специальные базовые машины погрузчиков komponуют, как правило, по четырехколесной схеме со всеми ведущими колесами. Преимущественно изготавливают погрузчики с двухсекционной шарнирно-сочлененной рамой.

Использование в зарубежной практике [18] бескамерных шин низкого давления (245–451 кПа) обеспечивает снижение массы погрузчиков, повышение надежности и долговечности ходовой части, особенно при работе с переувлажненными грунтами и с большим содержанием абразивной крошки, повышение рабочих и транспортных скоростей движения погрузчиков.

Несмотря на рост грузоподъемности и мощности вновь создаваемых и модернизированных большегрузных погрузчиков, они практически не утрачивают своих маневровых и мобильных качеств.

Современные карьерные погрузчики предназначены для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью до 91–170 т. Помимо моделей со стандартной стрелой крупнейшие фирмы выпускают погрузчики с удлиненной стрелой, обеспечивающей возможность работы с автосамосвалами грузоподъемностью до 154–350 т. Для погрузки пород с одинаковой плотностью при увеличении высоты разгрузки ковша в автосамосвал на 18,4–27,4 % номинальная грузоподъемность погрузчика снижается соответственно на 20–30 %.

Все большегрузные погрузчики выпускают с гидравлическим приводом управления погрузочным оборудованием и оснащают гидромеханической либо дизель-электрической трансмиссией.



Особое внимание уделяют системам, облегчающим запуск холодного дизельного двигателя при низких температурах. Последние модели большегрузных погрузчиков снабжены стандартной автоматической системой смазки. Для облегчения технического обслуживания машины все точки контроля за работой механизмов находятся в местах расположения двигателей или в кабине машиниста.

### 3.2. Рабочее оборудование погрузчика

Рабочее оборудование одноковшового погрузчика показано на рис. 3.2. Помимо основного ковша погрузчик снабжают другим сменным оборудованием, например, бульдозерным отвалом и др.

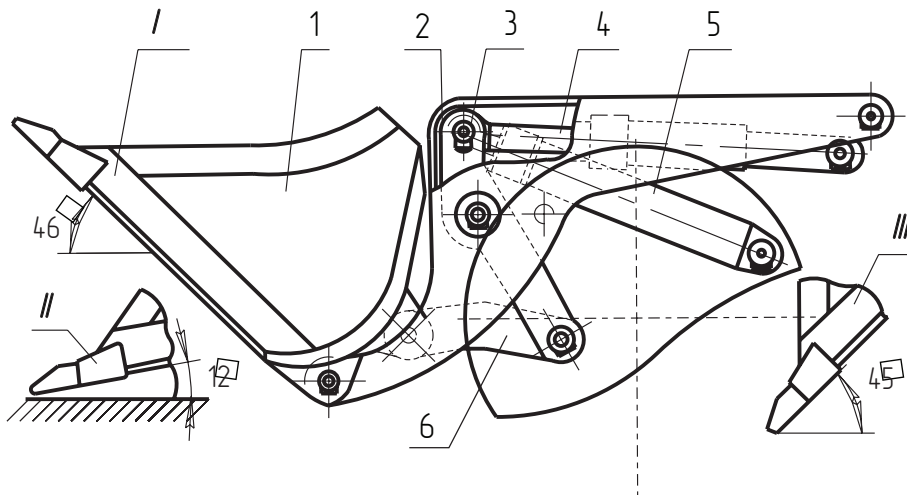


Рис. 3.2. Погрузочный орган:

1 — ковш; 2 — стрела; 3 — рычаги; 4, 5 — гидроцилиндры ковша и стрелы; 6 — тяги  
I — транспортное положение; II — черпание; III — разгрузка

#### Ковш

Главным элементом рабочего оборудования является ковш. Ковш представляет собой емкость с плоским днищем и закругленной задней стенкой.

Боковые стенки имеют скосы, а передняя часть днища оснащена режущей кромкой. Для работы в тяжелых условиях ковш снабжа-

ют зубьями. Ковш характеризуется вместимостью и грузоподъемностью, которая является основной характеристикой всего погрузчика.

Для работы в разных условиях погрузчики целесообразно снабжать сменными ковшами. При универсальном использовании погрузчика чрезвычайно эффективен челюстной ковш, передняя часть которого, поднимаясь при повороте вокруг шарнира гидроцилиндрами, превращает ковш в отвал бульдозера, ковш скрепера, рабочий орган грейдера.

Погрузчик с челюстным ковшом может выполнять: бульдозерные работы (челюсть поднята и участия в работе не принимает), резание породы и наполнение отвала (челюсть находится в среднем положении и препятствует высыпанию породы); отделение породы ножом отвала бульдозера; зачерпывание породы из кучи (челюсть поднята, отвал наклонен, режущие кромки отвала и задней стороны челюсти внедряют в породу, смыкают, наполняясь породой); транспортирование породы на небольшие расстояния и подъем ее для разгрузки в штабель; разгрузку породы в автотранспорт. Погрузчик-бульдозер может иметь также сменный ковш для боковой разгрузки.

Применяют три способа набора материала в ковш: экскавационный, раздельный, совмещенный.

При экскавационном способе (послойном) ковш внедряют в материал, а затем заполняют грунтом при поступательном движении погрузчика. Такой способ применяют при разработке гравийно-песчаных материалов, он аналогичен образованию призмы волочения бульдозера или заполнению ковша скрепера.

При раздельном способе ковш внедряют в материал на глубину врезания, которая, как правило, больше длины ковша.

Внедрение ковша продолжается до полного буксования машины, затем ковш поворачивается на угол  $\alpha$  в сторону машины («на себя») до упора. После этого ковш поднимают с одновременным отъездом машины от штабеля и породу разгружают. При таком способе требуется большое усилие для внедрения ковша в материал, а также в начальный момент поворота ковша.

Совмещенный способ погрузки заключается в том, что ковш внедряют в штабель материала на величину, равную приблизительно 0,3 длины ковша, после чего поворачивают; одновременно продолжают перемещение погрузчика в прежнем направлении и подъем ковша. Движения, сообщаемые ковшу, должны быть такими, чтобы траектория режущей кромки была все время параллельна образующей

штабеля, то есть чтобы сохранялась постоянная толщина снимаемого слоя материала.

В связи с тем, что управлять машиной при раздельном способе погрузки проще, чем при совмещенном, раздельный способ рекомендуют для погрузки легких сыпучих материалов. При совмещенном способе усилие внедрения ковша в 2–3 раза меньше, чем при раздельном, что объясняют значительным снижением сил трения материала о нижнюю поверхность днища ковша и развалом (подвижностью) сыпучей массы.

### 3.3. Расчет погрузчика

Расчет погрузчика включает:

- расчет действующих сил при опасных случаях нагружения;
- определение нагрузок на мосты;
- расчет на статическую (продольную и боковую) и динамическую устойчивость тягача.

Внешние нагрузки на рабочее оборудование определяют для погрузчика с опущенным ковшом, внедряющимся в штабель породы. Существуют три наиболее опасных случая нагружения.

*Первый опасный случай.* Удар края ковша о труднопреодолимое препятствие при движении погрузчика по горизонтальному участку пути с запертыми гидроцилиндрами стрелы и ковша (рис. 3,3, а).

В этом случае горизонтальная сила равна сумме статической и динамической напорных сил:

$$W_k = R_{xc} + R_{хд},$$

где  $R_{xc} = T_n$ ;  $R_{хд} = v_p (C_o m_{пр})^{0,5}$ ;  $v_p$  — рабочая скорость движения погрузчика, м/с;  $C_o$  — приведенная жесткость погрузочного оборудования и препятствия,  $C_o = C_1 C_2 / (C_1 + C_2)$ , здесь  $C_1$  — жесткость погрузочного оборудования и препятствия, кН/м,  $C_1 = K_{ж} m_{п.о.}$ , здесь  $K_{ж}$  — коэффициент жесткости конструкции навесного оборудования на 1 т его массы,  $K_{ж} = 900–1000$  кН/(м·т);  $C_2$  — жесткость препятствия, ( $C_2 = 2,4$  кН/м — для мерзлых пород,  $C_2 = 1,3 \cdot 10^3$  кН/м — для гранитного массива);  $m_{пр}$  — приведенная масса погрузчика с учетом вращающихся масс двигателя и трансмиссии, т:

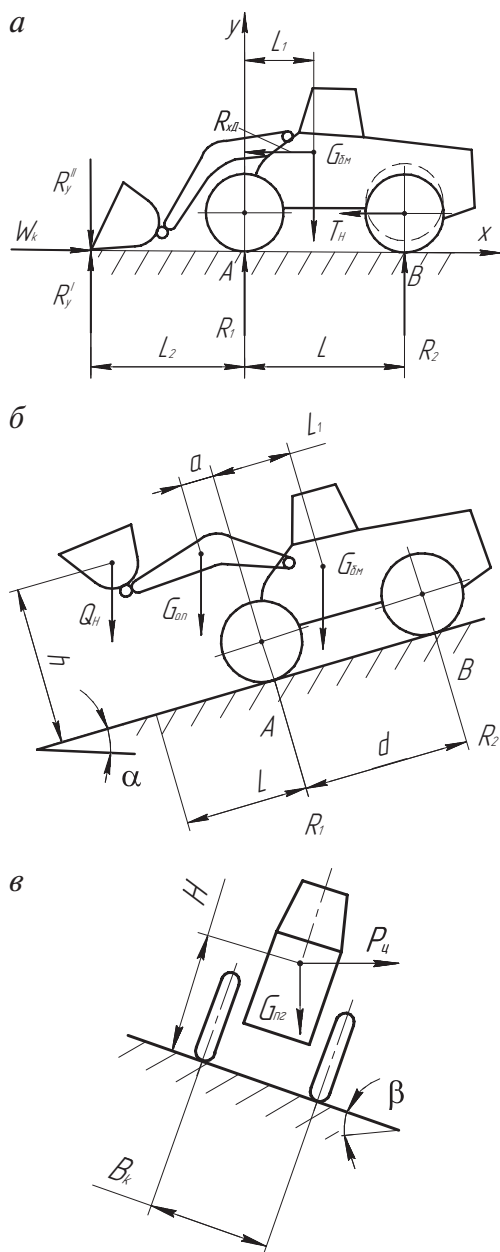


Рис. 3.3. Схема сил, действующих на погрузчик:

*a* — при ударе ковша о препятствие;  
*б* — в транспортном положении; *в* — при движении по наклонной поверхности

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{п}} + 1,3 \cdot 10^{-3} I_{\text{дв}} i^2 \eta_{\text{т}} / r_{\text{к}}^2,$$

$m_{\text{п}}$  — сумма масс базовой машины и рабочего оборудования, т;  $I_{\text{дв}}$  — момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $i^2$  — передаточное отношение трансмиссии на рабочей передаче;  $\eta_{\text{т}}$  — КПД трансмиссии;  $r_{\text{к}}$  — радиус качения колеса, м.

*Второй опасный случай.* Вывешивание погрузчика относительно передней оси при повороте внедренного в штабель породы ковша благодаря силе, развиваемой гидроцилиндрами поворота ковша.

В этом случае принимаем:

$$W_{\text{к}} = T_{\text{н}}.$$

На рабочее оборудование действует вертикальная сила  $R_{\text{v1}}$ , которую определяют из условия устойчивости машины при повороте внедренного в штабель породы ковша благодаря силе, развиваемой гидроцилиндрами поворота ковша:

$$R_{\text{v1}} = \frac{G_{\text{б.м}} L_1}{L_2},$$

где  $L_1$ ,  $L_2$  — плечи сил, м;  $G_{\text{б.м}}$  — сила тяжести базовой машины, кН.

*Третий опасный случай.* Вывешивание погрузчика относительно задней оси с помощью гидроцилиндров подъема стрелы.

Здесь вертикальная сила равна силе отпора, создаваемой при вывешивании погрузчика на задних колесах и зубьях ковша:

$$R_{v2} = \frac{G_{6.m}(L - L_1)}{L + L_2},$$

где  $L$  — расстояние между осями колес.

Для 2-го и 3-го случаев горизонтальную силу определяют по сцепной силе тяжести с учетом разгрузки машин вертикальной силой  $R_{vi}$ :

$$W_k = (G_{6.m} + G_{p.o} - R_{vi}) \varphi_{\max} \leq T_n,$$

где  $\varphi_{\max}$  — максимальный коэффициент сцепления колеса и покрытия дороги.

Распределение нагрузок на мосты порожнего или груженого погрузчика определяется в его статическом состоянии при транспортном положении рабочего оборудования, когда ковш запрокинут «на себя», а шарнир крепления ковша к стреле находится на высоте 400 мм от основания (грунта).

Статические нагрузки на передний  $R_1$  (рис. 3.3, б) и задний  $R_2$  мосты определяют из уравнений моментов относительно точек  $A$  и  $B$  с учетом грузоподъемной силы погрузчика  $Q_n$ .

Для груженого ковша

$$R_1 = [G_{6.m}(L - L_1) + G_{оп}(a + L) + Q_n(d + L)]L^{-1};$$

$$R_2 = \frac{G_{6.m}L_1 - G_{оп}a - Q_nd}{L},$$

где  $a$  и  $d$  — координаты сил.

Для порожнего ковша в уравнениях принимается  $Q_n = 0$ , тогда:

$$R_1 = \frac{[G_{6.m}(L - L_1) + G_{оп}(a + L)]}{L};$$

$$R_2 = \frac{GL_1 - G_{оп}a}{L}.$$

Нагрузки на мосты характеризуются коэффициентом распределения  $K_{рн} = R_1/R_2$ , который для порожней машины должен составлять 0,67–0,82.

Расчет на устойчивость тягача, оборудованного фронтальным погрузчиком, проводят с целью определения как статической (продольной и боковой), так и динамической устойчивости.

Продольную статическую устойчивость определяют для первого случая (см. рис. 3.3, *а*) и характеризуют коэффициентом продольной устойчивости:

$$W_k = R_{xc} + R_{xd} = T_n + V_p (C_o m_{пр})^{0,5},$$

где  $C_o$  — приведенная жесткость погрузочного оборудования и препятствия,

$$C_o = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2};$$

$C_1$  — жесткость погрузочного оборудования,  $C_1 = K_{ж} m_{он}$ , кН/м;  $C_2$  — жесткость препятствия, кН/м (от 2,1 кН/м для мерзлых пород до  $1,3 \cdot 10^3$  кН/м для гранитного массива);  $K_{ж} = 900-1000$  — коэффициент жесткости конструкции навесного оборудования на 1 т его массы, кН/(м·т);  $m_{пр}$  — приведенная масса погрузчика с учетом вращающихся масс двигателя и трансмиссии, т;  $m \approx m_{п} K_{м} J_{дв} i^2 \eta_{т} r_{к}$  ( $m$  — общая масса погрузчика, равная сумме масс базовой машины ( $m_{б.м}$ ) и погрузочного оборудования ( $m_{оп}$ ), т;  $K_{м} \approx 1,3$  — коэффициент влияния маховых масс трансмиссии и ходового оборудования;  $J_{дв}$  — момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $i$  — передаточное отношение трансмиссии на рабочей передаче;  $r_{к}$  — радиус качения колеса, м;  $\eta_{т}$  — КПД трансмиссии).

Для второго случая (см. рис. 3.3, *а*) принимаем  $W_k = T_n$ , а вертикальную силу  $R_y^i = R_y''$  определяют из условия устойчивости машины при вывешивании погрузчика на передних колесах (точка *А*) и зубьях ковша:

$$R_y'' = \frac{G_{б.м} L_1}{L_2} = \frac{g m_{б.м} L_1}{L_2},$$

где  $L_1$  и  $L_2$  — плечи сил.

$$\Psi_{пр} = \frac{M_y}{M_o} = \frac{G_{б.м} L_1}{G_n d + G_{оп} a} \geq 2.$$

Продольная устойчивость нарушается при продольных углах наклона, больших критических  $\alpha_{кр}$ , при которых  $M_y = M_o$ .

Боковая статическая устойчивость (рис. 3.3, *в*) теряется при поперечных углах наклона, больших  $\beta$  (градус), при которых равнодействующая веса погрузчика с грузом в ковше ( $G_{п.г} = G_{б.м} + G_{оп} + Q_n$ ) выходит за ребро опрокидывания (линию, соединяющую опоры колес по одной стороне). Условия устойчивости соблюдаются, если  $\beta < \arctg B_k/2H$ ,

где  $B_k$  — колея тягача, м;  $H$  — высота центра тяжести погрузчика с грузом, м.

Динамическая устойчивость в прямолинейном движении характеризуется величиной ускорения (замедления) при торможении на любой скорости. Для движения вперед величина замедления  $J$ , м/с<sup>2</sup>, определяется по формуле:

$$J = g \frac{G_{б.м} L_1 - G_{оп} a - Q_n d}{G_{п.г} H}.$$

Динамическая устойчивость в криволинейном движении характеризуется состоянием неустойчивого равновесия, при котором опрокидывающий момент  $M_o$  от действия центробежной силы  $P_{ц}$  (см. рис. 3.3, в) становится равным удерживающему моменту  $M_y$  от силы  $G_{п.г}$ . Для заданного радиуса  $R$  поворота равенство  $P_{ц} H = 0,5 G_{п.г} B_k$  будет соблюдено при определенном критическом значении скорости  $V_p$  (м/с) движения машины на повороте:

$$V_p > \left( \frac{g B_k R}{2H} \right)^{0,5}.$$

### 3.4. Определение производительности погрузчика

Техническая производительность  $Q_{тех}$ , т/ч, одноковшового погрузчика при выполнении погрузочно-разгрузочных работ определяется по формуле:

$$Q_{тех} = \frac{3600 \gamma K_n}{\frac{3,6(l_k + S_2)}{v_p} + \frac{D_k^2(h_x K_3 + h)}{20 \Pi_t \eta_{об}} + \frac{3,6 S_1}{v_x} + t_o + t_{п}},$$

где  $\gamma$  — плотность породы, т/м<sup>3</sup>;  $K_n$  — коэффициент наполнения ковша;  $l_k$  — глубина днища ковша, м;  $S_1$  и  $S_2$  — расстояние соответственно при отходе машины для разгрузки ковша и при возвращении к штабелю, м;  $v_p$  и  $v_x$  — скорости соответственно внедрения ковша в штабель и обратного холостого хода, км/ч;  $D_k$  — диаметр гидроцилиндра поворота ковша, см;  $\Pi_t$  — теоретическая подача насосов, л/мин;  $\eta_{об}$  — объемный КПД;  $h_x$  и  $h$  — ходы штока гидроцилиндра ковша соответствен-

но из положения внедрения до запрокинутого положения и полный, см;  $K_3 \geq 2$  — коэффициент замедления заполнения ковша;  $t_0$  — время маневрирования транспорта, с (при челночном способе 5–6 с, с поворотом — равно нулю);  $t_n$  — время переключения передач и золотников гидрораспределителя, с.

### 3.5. Основные параметры и техническая характеристика фронтальных погрузчиков

Функциональные возможности фронтальных погрузчиков определяются главными и основными параметрами (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Техническая характеристика колесных фронтальных погрузчиков

Параметры	Гусеничные			Колесные		
	ТО-10А	ТО-24А	ТО-18А	ПК-12.02К	7822	ТО-21-1
Базовый трактор	Т-130.1Г	Т-330	Спец-шасси	Т-35	БелАЗ	Опытный тягач
Вместимость ковша (основного), м <sup>3</sup>	2,0	5,0	1,5	6,7	6	7,5
Грузоподъемность, т	4	10	3	12	14	15
Высота разгрузки, мм	3200	3900	2700	4102	4150	4500
Ширина ковша, мм	2900	3724	2440	4060	3900	4400
Скорость движения, км/ч	12,2	13,4	44	35	32	25
Габаритные размеры, мм:						
• длина	7500	8650	7200	13000	11640	13600
• ширина	2900	3720	2440	4420	3900	4180
Масса погрузчика, т	21,5	53	10,6	48	53	73,2

*Примечание.* Мощность двигателя спецшасси ТО-18А — 100 кВт; опытного тягача ТО-21-1 — 405 кВт, ПК-12.02К — 382 кВт.

Главным параметром одноковшового погрузчика является номинальная грузоподъемная сила  $Q_n$ , кН, принимаемая согласно тяговому классу базовой машины и допускаемой нагрузке  $R_l$  (см. рис. 3.3)



на переднюю ось ходовой части. Номинальная грузоподъемная сила (при условии, что вес груза приложен в центре ковша, а вылет ковша максимальный и зависит от допускаемой нагрузки на ходовую часть) определяется по формуле

$$Q_H = \frac{(R_1 - G_{б.м})L_1 - G_{о.п}a}{2(d + L_1)},$$

где  $G_{о.п}$  — конструктивный вес погрузочного оборудования, кН;  $d$ ,  $a$ ,  $L_1$  — плечи действия силы  $Q_H$ ;  $G_{о.п}$  и  $G_{б.м}$  — веса базовой машины относительно точки  $A$ .

*Основными параметрами* одноковшового погрузчика являются:

- удельное усилие копания  $K_L$ , развиваемое на режущей кромке ковша (у современных погрузчиков  $K_L = 60\text{--}120$  кН/м);
- конструктивная масса погрузочного рабочего оборудования (ковш и стрела)  $m_{о.п}$ , т, равная 25–35 % массы базовой машины  $m_{б.м}$ , т;
- номинальная вместимость ковша  $E$ , м<sup>3</sup>, определяемая по грузоподъемности погрузочного оборудования при работе на сыпучих материалах при их плотности в целике (плотность в целике — плотность в массиве, в отличие от насыпной плотности)  $\gamma = 1,6$  т/м<sup>3</sup> и коэффициенте наполнения ковша  $K_H = 1,25$ ;
- номинальное напорное (тяговое) усилие погрузчика  $T_H$ , кН, определяемое по наибольшей эффективной мощности двигателя базового трактора  $N_{э\max}$ , кВт, и с учетом рабочей массы погрузчика  $m_{п}$ , т, включающей в себя массу базовой машины и рабочего оборудования  $m_{о.п}$ , т, с порожним ковшом ( $m_{п} = m_{б.м} + m_{о.п}$ ) из выражения

$$T_H = N_{э\max} \eta_T [v_p (1 - \delta_p)]^{-1} - g m_{п} f_k,$$

где  $v_p = 0,8\text{--}1,1$  — рабочая скорость внедрения в забой, м/с;  $\delta_p$  — коэффициент расчетного буксования (0,07 для гусеничного и 0,2 для колесного ходов);  $\eta_T$  — КПД трансмиссии (механической 0,85–0,88 и гидромеханической 0,6–0,75);  $f_k$  — коэффициент сопротивления перекачиванию (0,06–0,1 для гусеничного и 0,03–0,04 для колесного ходового оборудования);

- напорное усилие по сцепному весу  $T_{н.сц}$ , кН:

$$T_{н.сц} = g m_{п} \phi,$$

где  $\phi$  — коэффициент сцепления движителя (0,9 для гусеничного и 0,6–0,8 для колесного хода);

- выглубляющее усилие  $P_{\text{в}}$  кН, развиваемое гидроцилиндрами поворота ковша и приложенное на его режущей кромке:

$$P_{\text{в}} = (2 - 3)Q_{\text{н}};$$

- подъемное усилие  $P_{\text{н}}$  (кН) на кромке ковша, развиваемое гидроцилиндрами подъема стрелы:

$$P_{\text{н}} = (1,8 - 2,3)Q_{\text{н}}.$$

## Контрольные задания

---

1. Назовите классификационные признаки фронтальных погрузчиков.
2. Объясните конструктивные и технологические особенности фронтальных погрузчиков с передней и боковой разгрузкой, а также с разгрузкой назад.
3. Поясните основные преимущества колесных фронтальных погрузчиков по сравнению с гусеничными экскаваторами, оборудованными прямой лопатой.
4. Поясните цель и последовательность расчета фронтального погрузчика на статическую и динамическую устойчивость.
5. Назовите основные параметры, определяющие эффективность функционирования фронтального погрузчика.

## 4. РЫХЛИТЕЛИ

---

### 4.1. Назначение, область применения и классификация рыхлителей

---

**Р**ыхлительное оборудование (рис. 4.1 и 4.2) может быть навесным и прицепным. Рыхлители обычно используют в комплекте с бульдозерами, скреперами, погрузчиками и экскаваторами. Рыхлители классифицируют по назначению, способу передвижения, мощности тягача и конструктивным признакам.

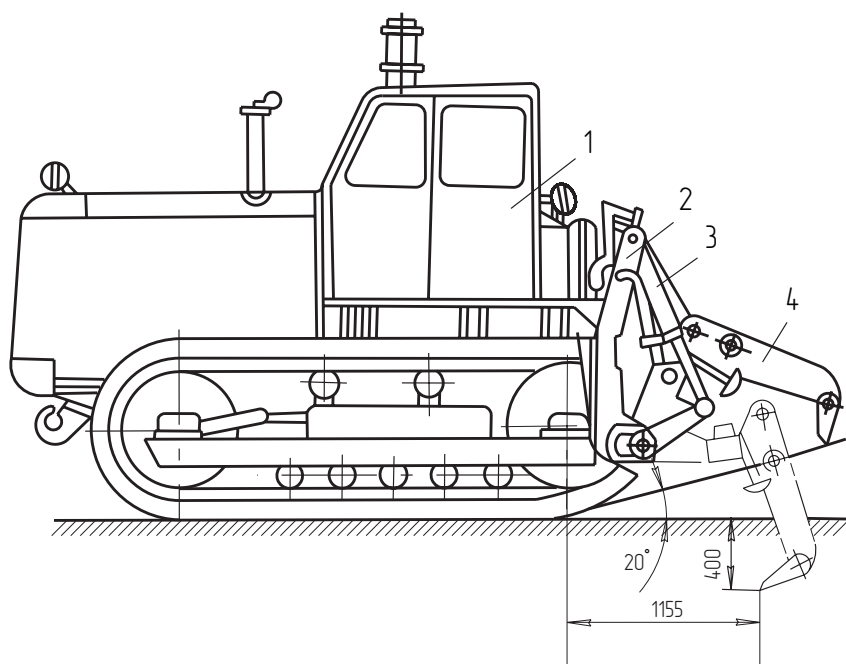


Рис. 4.1. Рыхлитель Д-515 С:

1 — трактор; 2 — стойка; 3 — гидросистема; 4 — рабочий орган

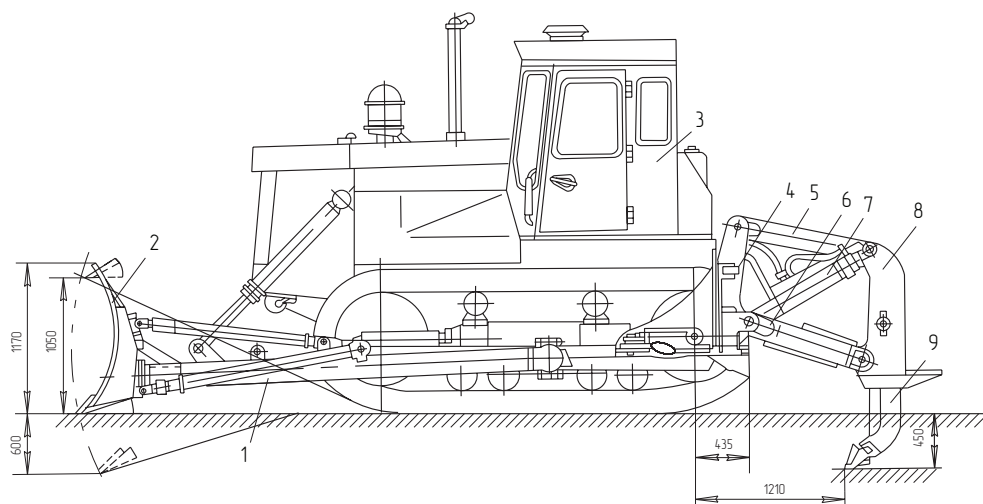


Рис. 4.2. Агрегат бульдозер-рыхлитель ДЗ-117ХЛ:

1 — рама; 2 — отвал с толкателями; 3 — трактор; 4 — опорная рама; 5 — верхняя тяга;  
6 — рама; 7 — гидроцилиндр; 8 — рабочая балка; 9 — зуб

Рыхлители применяются для рыхления грунтов, которые не могут быть эффективно и экономично разрушены экскаваторами, бульдозерами, скреперами. К таким грунтам относятся осадочные — песчаник, глинистый сланец, известняки, доломит, мергель, а также мерзлые грунты.

Рыхлители общего назначения оборудованы тремя, пятью (редко семью) зубьями и предназначены для рыхления пород на глубину до 1 м. Более чем на 1 м породы рыхлят специальными рыхлителями с одним или тремя зубьями, иногда с помощью толкача.

Рыхлители по мощности тягачей подразделяют на сверхмощные (мощность двигателя свыше 220 кВт), мощные (110—220 кВт), средней мощности (58—110 кВт) и легкие (меньше 58 кВт) с тяговым усилием тракторов соответственно 300 и более, 200—300, 130—200 и до 130 кН.

По конструктивным признакам рыхлители различаются типом подвески: с трехточечной на корпусе заднего моста или раме трактора; с трехточечной на раме гусеничных тележек и корпусе заднего моста или на раме трактора; с четырехточечной (параллелограммной) на корпусе заднего моста или на раме трактора. Параллелограммная подвеска обеспечивает рыхление с постоянным углом наклона зубьев независимо от величины их заглубления и применяется на карьерном оборудовании.

Рыхлители выполняют с жестким или шарнирным креплением зубьев, со съёмными или откидными зубьями. Зубья и их наконечники бывают изогнутыми и прямыми, последние применяют при рыхлении скальных пород и на глубину более 800 мм. Наибольшая глубина рыхления, до 2200 мм, достигается при работе с одним зубом.

## 4.2. Рабочее оборудование рыхлителя

Рабочим органом рыхлителя является зуб (рис. 4.3) или несколько зубьев, установленных на стойках рядом или уступами в специальном башмаке, укрепленном на раме. В зависимости от назначения, ширины и глубины рыхления, мощности и номинального тягового усилия тягача, а также физико-механических свойств грунта число зубьев, их геометрическая форма и расстояние между зубьями изменяются.

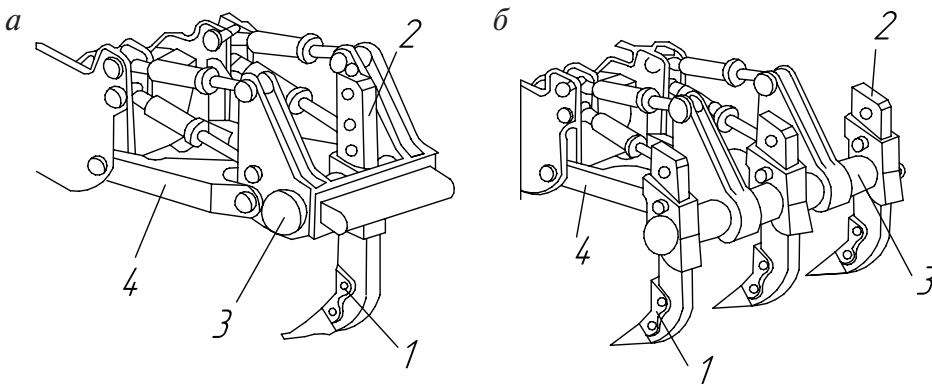


Рис. 4.3. Рамы крепления стоек рыхлителя:

*a* — внутренняя; *б* — охватывающая  
1 — зуб; 2 — стойка; 3 — башмак; 4 — рама

По номинальному тяговому усилию и мощности привода базового трактора рыхлители разделяют на: сверхмощные с номинальным тяговым усилием свыше 350 кН и мощностью привода более 370 кВт, мощные — 200–350 кН и 185–370 кВт, средней мощности — 135–200 кН и 120–185 кВт, и малой мощности.

Конструкции рам для крепления стоек зубьев рыхлителей определяются типами их подвесок, применяют внутренние (наиболее распро-

страненные) и охватывающие рамы. Внутренние рамы имеют гнездо для установки только одной стойки (рис. 4.3, *а*), охватывающие поперечные балки различной ширины (рис. 4.3, *б*), позволяющие изменять как число стоек (от одной до трех), так и шаг их установки. Рамы обоих типов могут снабжаться жесткими буферными устройствами для восприятия дополнительных усилий от толкача.

Для рыхлителей на гусеничном ходу, получившем наибольшее распространение для этого типа навесного оборудования на карьерах, в основном используются радиальные (рис. 4.4, *а*) и параллелограммные (рис. 4.4, *б, в*) типы подвесок рам для крепления стоек зуба, присоединяемых на шарнирах  $O_1$  к корпусу заднего моста базового трактора.

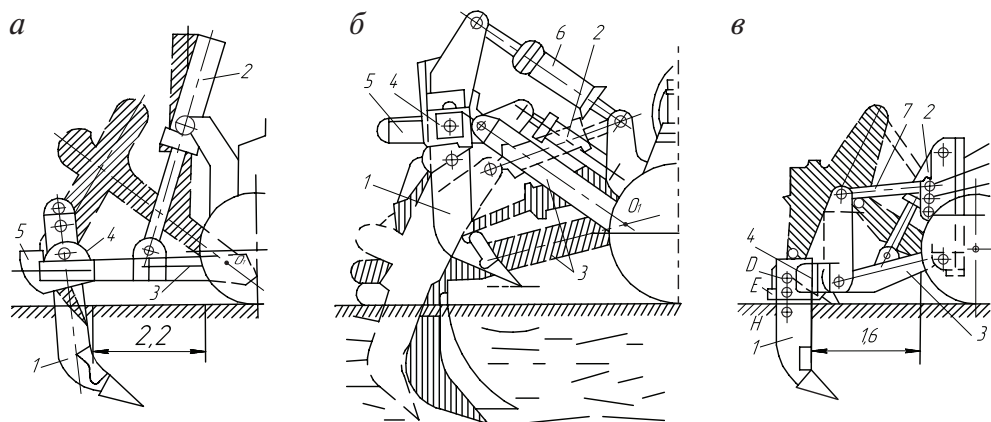


Рис. 4.4. Типы подвесок стоек рыхлителей к базовому тягачу:

*а* — радиальная; *б* — параллелограммная с гидроцилиндром;

*в* — параллелограммная с распоркой

1 — стойка зуба; 2 — гидроцилиндр заглубления стойки; 3 — рама; 4 — башмак стойки;

5 — буфер; 6 — гидроцилиндр; 7 — распорка

Подвески радиального типа применяют чаще, поскольку они просты и имеют малую массу. Их устанавливают на тракторах с жесткими задними мостами и подвеской гусениц, и они имеют одну стойку зуба при разработке пород, склонных при рыхлении выкалываться крупными глыбами (до 2 м в поперечнике). Одностоечные радиальные подвески могут обеспечить рыхление пород на глубину до 2,1 м (при двух или более повторных проходах машины).

Зуб радиального рыхлителя (рис. 4.4, *а*) при подъеме и опускании рамы перемещается по дуге, вращаясь вокруг шарнирной оси  $O_1$ , что

создает переменную величину угла резания  $\delta_0$  при входе зуба в породу на уровне стоянки тягача. Угол резания  $\delta_0$  изменяется по мере заглубления зуба от  $90^\circ$  в исходном положении до  $36,5^\circ$  при максимальной глубине, соответствующей горизонтальному положению рамы. Оптимальными углами резания  $\delta_0$  при внедрении в плотные породы являются углы  $50-65^\circ$ ; при внедрении в прочие породы —  $38-45^\circ$ .

Угол резания и глубина погружения зуба могут быть изменены перемещением хвостовика в головке держателя, для чего используют одно из нескольких отверстий на стойке зуба.

Параллелограммная подвеска с гидроцилиндром изменения угла наклона стойки (рис. 4.4, б) позволяет обеспечить как неизменность угла резания на любой глубине рыхления (при начальной параллельности сторон параллелограмма, устанавливаемой с помощью гидроцилиндра), так и его дистанционное изменение по мере необходимости.

В параллелограммной подвеске угол резания (рис. 4.4, в) регулируется изменением положения верхней распорки. Различная глубина рыхления в данной конструкции обеспечивается изменением положения хвостовика стойки.

Конструкция параллелограммной подвески с расширенной рамой для крепления стоек зубьев допускает установку до трех рыхлящих зубьев. Ее геометрические параметры таковы, что не позволяют получить глубину рыхления свыше 1,1 м. При этом расстояние между стойкой зуба и гусеницей не превышает 1,5–1,6 м, что меньше, чем у радиальной подвески.

Применение параллелограммной подвески предпочтительнее, если выходной размер кусков ограничен или если твердость разрыхляемой породы в массиве изменяется от большой до средней.

Стойки зубьев рыхлителей изготавливают различных типоразмеров из кованных пластин (реже литых) и снабжают съемными защитными козырьками и наконечниками из износостойкого материала.

Сечение зуба подбирают так, чтобы он выдерживал нагрузку, равную полуторакратной тяговой силе трактора, приложенной к концу зуба, а с учетом применения толкача — в 2–2,5 раза большую. Толщина стойки зуба обычно не превышает 100 мм. Вылет (длина) зубьев должен быть на 100–300 мм больше максимальной глубины рыхления. Шаг установки зубьев не должен превышать 900–1400 мм.

Для гашения ударов, передающихся от рабочего органа рыхлителя на трактор, обеспечения постоянного контакта зуба с забоем и сгла-

живания флуктуации сил сопротивления на зубе, хвостовик стойки зуба иногда соединяется с амортизатором, устанавливаемым на раме держателя стойки.

### 4.3. Расчет рыхлителя

При рыхлении тяговое усилие и горизонтальная составляющая сил сопротивления рыхлению равны, а вертикальная составляющая выражается в функции от горизонтальной:

$$T = R_x = K_T T_{HT},$$

где  $K_T$  — коэффициент использования тяговой силы базовой машины с учетом переменности сопротивления пород разрушению,  $K_T = 0,8$ .

Вертикальная составляющая:

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \nu,$$

где  $\nu$  — угол наклона результирующей сил сопротивления рыхлению ( $\nu = \pm 20^\circ$  — для мерзлых пород,  $\nu = \pm 30^\circ$  — для скальных пород).

В случае применения толкача дополнительно учитывается его толкающая сила:

$$T_T = K_{TT} T_{HT},$$

где  $K_{TT}$  — коэффициент использования тяговой силы толкача,  $K_{TT} = 0,6$ .

Удельная горизонтальная напорная сила на рабочем оборудовании, кН/м:

$$K_L^T = \frac{T_{HT}}{bn},$$

где  $b$  — ширина зуба рыхлителя, м;  $n$  — число зубьев.

Вертикальное давление на кромке зуба рыхлителя:

$$K_F^B = \frac{R_z^B}{Fn},$$

где  $R_z^B$  — максимальная вертикальная сила (сила выглубления), которая может быть направлена вниз только когда рыхлитель опрокидывается относительно задней оси;  $F$  — опорная площадка режущей кромки зуба с учетом ее среднего износа, м<sup>2</sup>.



Статический расчет рыхлителя (рис. 4.5) начинают с определения центра давления (координаты  $x$  приложения равнодействующей  $N$  всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель рыхлителя) для случаев: машина стоит на горизонтальной поверхности, зуб рыхлителя поднят на максимальную высоту; то же на предельном подъеме; машина движется с максимально возможным заглублением зубьев по горизонтальной поверхности; то же под уклон. В двух последних случаях положение центра давления определяют для работы как с толкачом, так и без него.

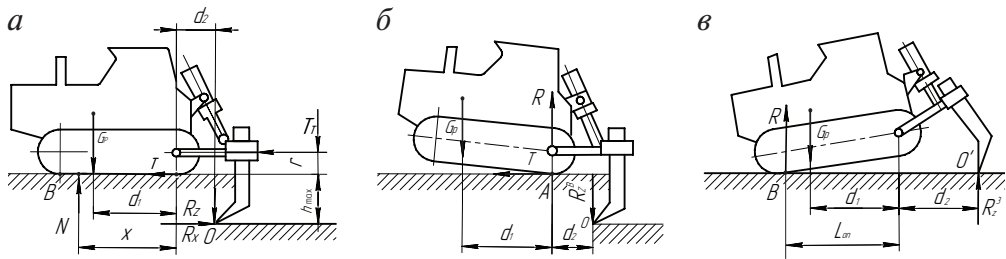


Рис. 4.5. Схема сил, действующих на рыхлитель при определении:  
 $a$  — центра давления;  $b, v$  — сил на зубе при выглублении и при заглублении

В общем случае координата  $x$  центра давления (рис. 4.5,  $a$ ) определяется выражением

$$x = \frac{G_p d_1 + R_x h_{\max} - R_z d_2}{G_p + R_z},$$

где  $G_p$  — эксплуатационная сила тяжести рыхлителя, равная сумме тяжести базовой машины и навесного рабочего оборудования, кН.

Реактивные силы выглубления  $R_z^B$  и заглубления  $R_z^3$  зубьев рыхлителя (рис. 4.5,  $b, v$ ) определяются из расчета опрокидывания базового трактора вперед или назад (относительно точек  $A$  или  $B$ ) при условии, что на один зуб действует вверх или вниз сила, по величине уравновешиваемая силой  $G_p$ , т. е.

$$R_z^B = \frac{G_p d_1}{d_2},$$

$$R_z^3 = \frac{G_p (L_{\text{оп}} - d_1)}{L_{\text{оп}} + d'_2},$$

где  $L_{\text{оп}}$  — опорная длина гусеницы, м;  $d_1$ ,  $d'_2$  и  $d_2$  — координаты сил, м (рис. 4.5).

Динамические нагрузки, действующие на рыхлитель при работе, значительно превышают тяговые и силовые показатели машины. На зуб рыхлителя при работе могут действовать: горизонтальная  $R_x$ , вертикальная  $\pm R_z^b$  или  $\pm R_z^3$  и боковая (перпендикулярная к плоскости рисунка)  $R_y = 0,4R_x$  составляющие силы сопротивления рыхлению, подсчитываемые в соответствующих плоскостях с учетом коэффициентов динамичности:  $K_d^x = 2,5-3,0$ ;  $K_d^z = 1,2-1,5$  и  $K_d^y = 1,4-1,8$  (что соответствует скорости движения рыхлителя до 3 км/ч). Силы, действующие на зуб рыхлителя, имеют пульсирующий (для  $R_x$ ) и знакопеременный (для  $R_y$ ,  $R_z$ ) характер с частотами колебаний в диапазоне 3–30 Гц.

При работе рыхлителя с толкачом  $R_x$  увеличивается на величину  $T_T$  с учетом коэффициента динамичности  $K_d^x = 2,5-3$ .

#### 4.4. Определение производительности рыхлителя

Для рыхлителя следует выбирать схему работы с наиболее прямолинейными проходами и большими радиусами криволинейного движения, так как при работе на малых радиусах поворотов приходится полностью выглублять зубья, что снижает производительность рыхлителя.

На вязких и прочных грунтах при рыхлении приходится проходить по одному и тому же месту два раза и более.

Теоретическую производительность рыхлителя  $Q_{\text{т.р}}$ , м<sup>3</sup>/ч, находят по формуле:

$$Q_{\text{т.р}} = \frac{10^{-3} v_p B h_p}{Z},$$

где  $v_p$  — расчетная скорость движения рыхлителя, км/ч;  $B$  — ширина (захват) слоя, разрушаемого одним или несколькими зубьями, м;  $h_p$  — средняя глубина рыхления, м;  $Z$  — число проходов по одному месту.

Ширина захвата одним зубом рыхлителя:

$$B = K_{\pi} [b + 2h_p \operatorname{tg} \psi + t(n_3 - 1)],$$

где  $K_n = (0,85-0,9)$  — коэффициент перекрытия;  $b$  — ширина зуба, м;  $\psi = 15-60^\circ$  — угол скола породы, градус (большие значения для более мягких пород);  $t$  и  $n_z$  — соответственно шаг, м, и число зубьев.

## 4.5. Основные параметры и техническая характеристика рыхлителей

*Главный параметр* рыхлителя — номинальное тяговое усилие  $T_{н.р}$ , кН, при скорости движения рыхлителя 2,5–3 км/ч и буксовании не более 7 % для гусеничных и 20 % для колесных машин определяется по формуле:

$$T_{н.р} = G_{сц} \varphi_{кр},$$

где  $\varphi_{кр}$  — коэффициент использования веса базовой машины с навесным оборудованием по сцеплению ( $\varphi_{кр} = 0,6$  для колесных и  $\varphi_{кр} = 0,9$  для гусеничных тягачей);  $G_{сц}$  — сцепной вес рыхлителя в рабочем состоянии, кН, равный при навешивании на базовую машину:

- только рыхлительного оборудования

$$G'_{сц} = (1,18-1,23)gm_{б.т};$$

- рыхлительного оборудования (сзади) и бульдозерного отвала (впереди)

$$G''_{сц} = (1,35-1,45)gm_{б.т},$$

где  $m_{б.т}$  — эксплуатационная масса базовой машины (трактора), т.

*Основные параметры* рыхлителя (табл. 4.1, 4.2):

- среднее давление ходовой части рыхлителя на грунт  $p_p$ , кПа, определяется по формуле:

$$p_p = \frac{G_{сц}}{S_o} = \frac{g(m_{б.т} + m_{р.о})}{S_o},$$

где  $S_o$  — опорная площадь гусениц, м<sup>2</sup>;  $m_{р.о}$  — масса рабочего оборудования рыхлителя, т;

- положение центра давления — точки приложения равнодействующей всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель рыхлителя с координатой  $x$  (см. рис. 4.5, а);

- угол рыхления (резания)  $\delta_0$ , зависящий от угла заострения наконечника ( $\beta = 30 - 35^\circ$ ) и заднего угла, который должен быть не менее  $5^\circ$  (для скальных пород) и  $8^\circ$  (для мерзлых пород);
- расстояние  $L$ , м, между зубьями и тягачом (вынос зубьев), которое должно быть таким, чтобы куски породы не могли застревать в этом промежутке. Обычно  $L = 1 - 1,5 H$ , где  $H$  — максимально возможное заглубление зубьев, м.

Таблица 4.1

## Техническая характеристика отечественных рыхлителей

Показатели	Заводской индекс						
	ДП-26С	ДП-22С	ДП-9 ВХЛ	ДП-10С	ДП-29АХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДП-35УХЛ
Базовый трактор	Т-130.1. Г-1	Т-180КС	ДЭТ-250М	Т-330	ТТ-33ОР-1-01	Т-500 Р-1	Т-50.01
Мощность двигателя, кВт	118	133	243	250		353	523
Тяговый класс, кН	100	150	250			350	750
Число зубьев	1	1;3	1	1:3	1	1	1
Расстояние между осями зубьев, мм	—	795	—	700	—	—	—
Ширина наконечника зуба, мм	66	86	105	114		120—125	125—130
Глубина рыхления, мм	450	500	1200	700	700	1300	1780
Угол рыхления, градус	45	48	45	45	45—50	25—50	30—83
Масса рыхлительного оборудования, т	1,4	3,1	3,9	5,4	6,6	7,0	12,7

Таблица 4.2

## Техническая характеристика отечественных бульдозерно-рыхлительных агрегатов

Показатели	Заводской индекс							
	ДЗ-116А; ДЗ-116В	ДЗ-117; ДЗ-117А	ДЗ-35С; ДП-22С	ДЗ-126; ДЗ-126А	ДЗ-94С; ДЗ-95С	ДЗ-129ХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ; ДП-35УХЛ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Базовый трактор	Т-130.1-Г-1; Т-130-МГ-1	Т-180 КС	ДЭТ-250 М	Т-330	Т-330 Р-1-01	Т-500 Р-1	Т-50.01	

Окончание табл. 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тяговый класс, кН	100		150	250			350	750
Бульдозер	ДЗ-110А; ДЗ-110В	ДЗ-109; ДЗ-109Б	ДЗ-35С	ДЗ-118	ДЗ-59С; ДЗ-59ХЛ	ДЗ-124ХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ
Рыхлитель	ДП-26С		ДП-22С	ДП-9 ВХЛ	ДП-10С	ДП-29АХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДП-35УХЛ
Габариты, мм:								
• длина	6400	6570	8350	9215	8740	9290	10305	11200
• ширина	3220	4120	3640	4310	4730	4730	4800	6050
• высота	3087	3087	2825	3240	3450	4230	4295	4785
Масса, т	17,8	17,9	27,0	42,0	52,8	50,5	59,5	90,1

## Контрольные задания

1. Назовите классификационные признаки рыхлителей.
2. Объясните конструктивные и технологические особенности рыхлителей с различными типами подвесок-стоек — радиальной и параллелограммной.
3. Поясните способы регулирования глубины погружения зубьев рыхлителя.
4. Поясните цель и последовательность статического расчета рыхлителя.
5. Назовите основные параметры, определяющие эффективность функционирования рыхлителя.

## 5. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

---

### 5.1. Назначение, область применения и классификация одноковшовых экскаваторов

---

Экскаватор предназначен для разработки (экскавации) грунта, перемещения его для разгрузки в транспортное средство или в отвал.

Прочные грунты (с пределом прочности на сжатие  $\geq 50$  МПа) предварительно необходимо разрыхлить.

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения нового цикла [13].

Одноковшовые экскаваторы получили широкое распространение ввиду их универсальности, т. е. возможности применения на разнообразных работах и в любых условиях, в том числе для разработки скальных грунтов.

Одноковшовые экскаваторы классифицируются по виду рабочего оборудования:

- прямая лопата;
- обратная лопата;
- погрузочное оборудование;
- драглайн.

Одноковшовые экскаваторы отличаются использованием различного сменного рабочего оборудования (грейфер, кран и т. д.).

## 5.2. Рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов

Рабочее оборудование определяет тип экскаватора и его конструктивную схему.

### Прямая лопата с электромеханическим приводом (мехлопата)

Прямая лопата состоит из следующих элементов — ковша, рукояти с седловым подшипником и стрелы. Свое название прямая лопата получила по виду установки ковша — ковш обращен режущей кромкой к забою (в отличие от обратной лопаты).

Различают следующие схемы прямых лопат: с прямым напором и жестким креплением ковша на рукояти; с прямым напором и шарнирным креплением ковша; с коленчато-рычажным напором.

Схема с прямым напором и жестким креплением ковша (рис. 5.1, а) отличается простотой конструктивного исполнения [6]. Недостатком схемы является нестабильность режимных параметров ввиду изменения угла резания при копании.

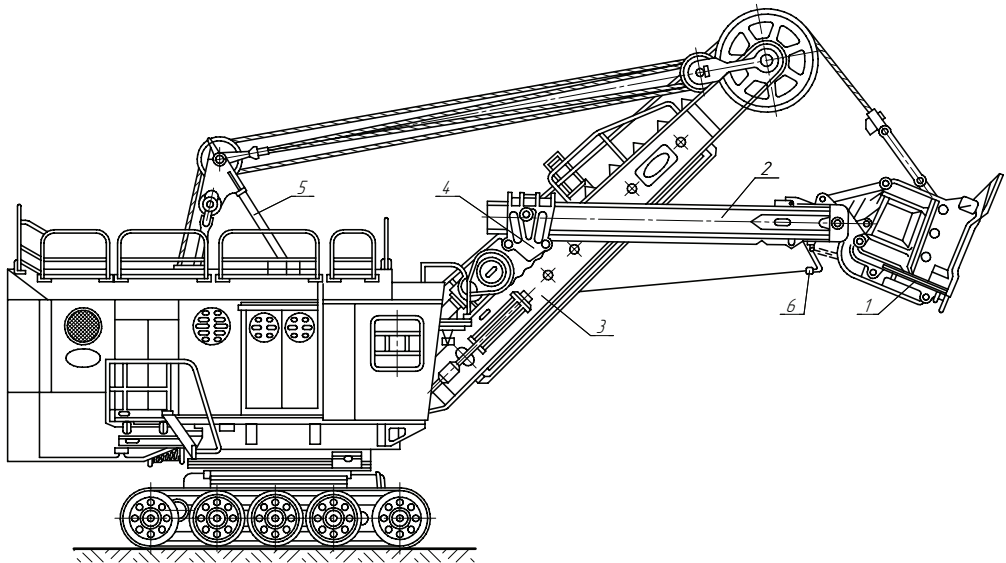


Рис. 5.1. Общий вид мехлопаты:

1 — ковш; 2 — рукоять; 3 — стрела; 4 — напорный механизм; 5 — двуногая стойка;  
6 — механизм открывания днища

Прямые лопаты характеризуются способностью работать в разнообразных условиях, в том числе в особо тяжелых (при большом выходе негабаритных кусков размером до 1,5 м и более) ввиду возможности реализации больших сил на зубьях ковша (до 25 % веса экскаватора) при верхнем черпании.

Основным недостатком мехлопат является низкий КПД ввиду больших затрат энергии на подъем груженого ковша и рукояти при черпании.

### **Обратная лопата**

Рабочее оборудование типа «обратная лопата» применяют в основном на гидравлических экскаваторах (рис. 5.2). Обратная лопата обеспечивает возможность черпания как выше, так и ниже уровня стояния экскаватора; характеризуется большими (по сравнению с прямой лопатой) размерами рабочей зоны.

### **Погрузочное оборудование**

Погрузочное оборудование (рис. 5.3) является основным видом рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, так как реализация схемы работы погрузчика при поступательном движении ковша на уровне стояния обеспечивает устойчивость экскаватора при существенном росте энергосиловых параметров и производительности машины.

Погрузочное рабочее оборудование существенно отличается от оборудования типа «прямая лопата» как по линейным размерам, так и по конструктивному исполнению. Габаритные размеры рабочего оборудования, в частности ковша, соответствуют габаритным размерам (ширине) ходового оборудования. Благодаря значительно меньшим габаритным размерам и массе машины обеспечиваются меньшие давления на подошве забоя и большая скорость передвижения экскаватора. Также возможно работать на площадках с уклоном до 10–12 °, что недопустимо для тяжелых мехлопат.

Вместе с тем при поступательном движении ковша при внедрении появляется необходимость совместной работы всех трех гидроцилиндров — поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша. В этом случае некоторые гидроцилиндры могут (вследствие проявления свойства обратимости гидромашин) действовать в режиме «насос». Например, при опускании стрелы в процессе внедрения ковша рабочая



жидкость стравливается (дросселируется) из гидроцилиндра поворота стрелы, т. е. происходит регенерирование гидравлической энергии, которая или полностью (при сливе жидкости в бак) или частично (при рекуперации энергии) теряется [14].

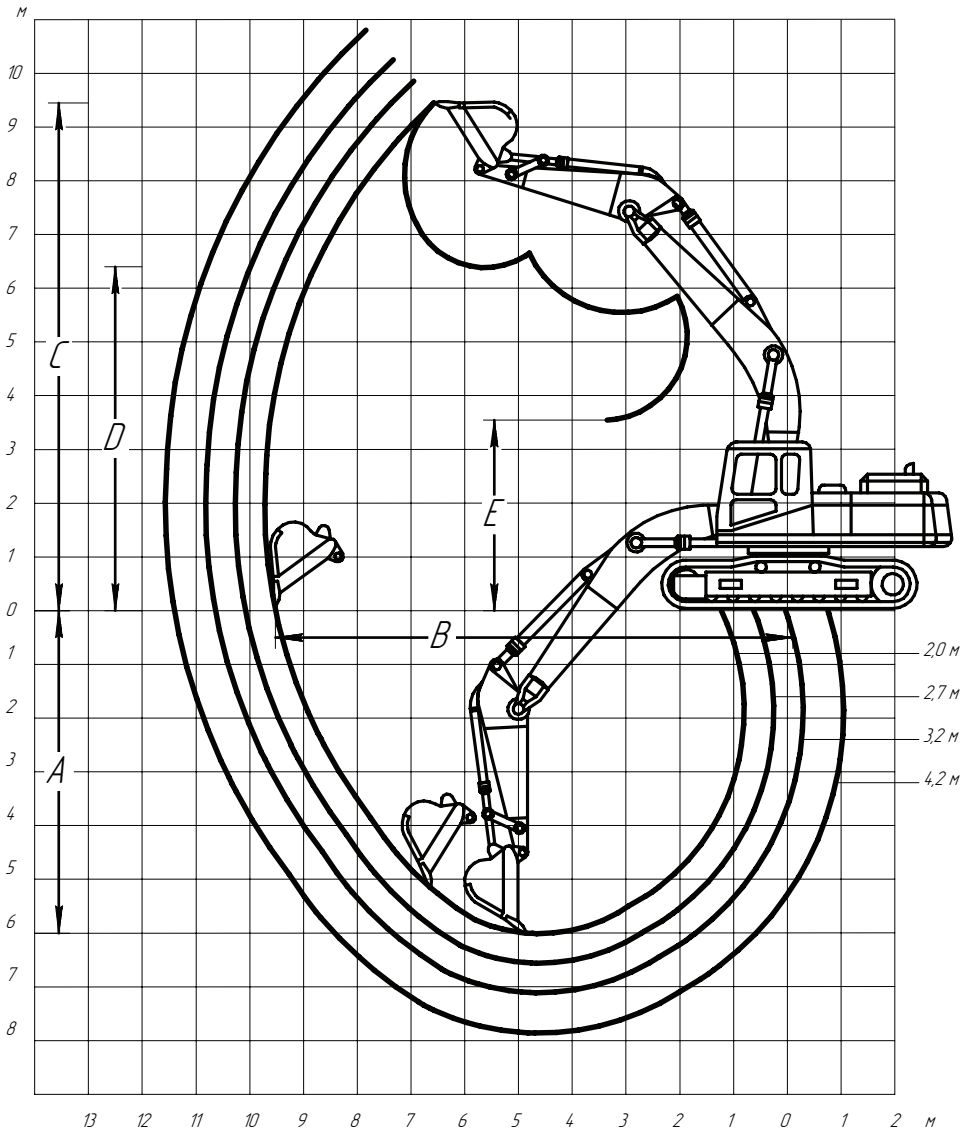


Рис. 5.2. Гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием обратная лопата. Траектории при изменении длины рукояти 2–4,2 м: *A* — максимальная глубина экскавации; *B* — максимальный радиус экскавации на уровне стояния; *C* — максимальная высота копания; *D*, *E* — максимальная и минимальная высота разгрузки

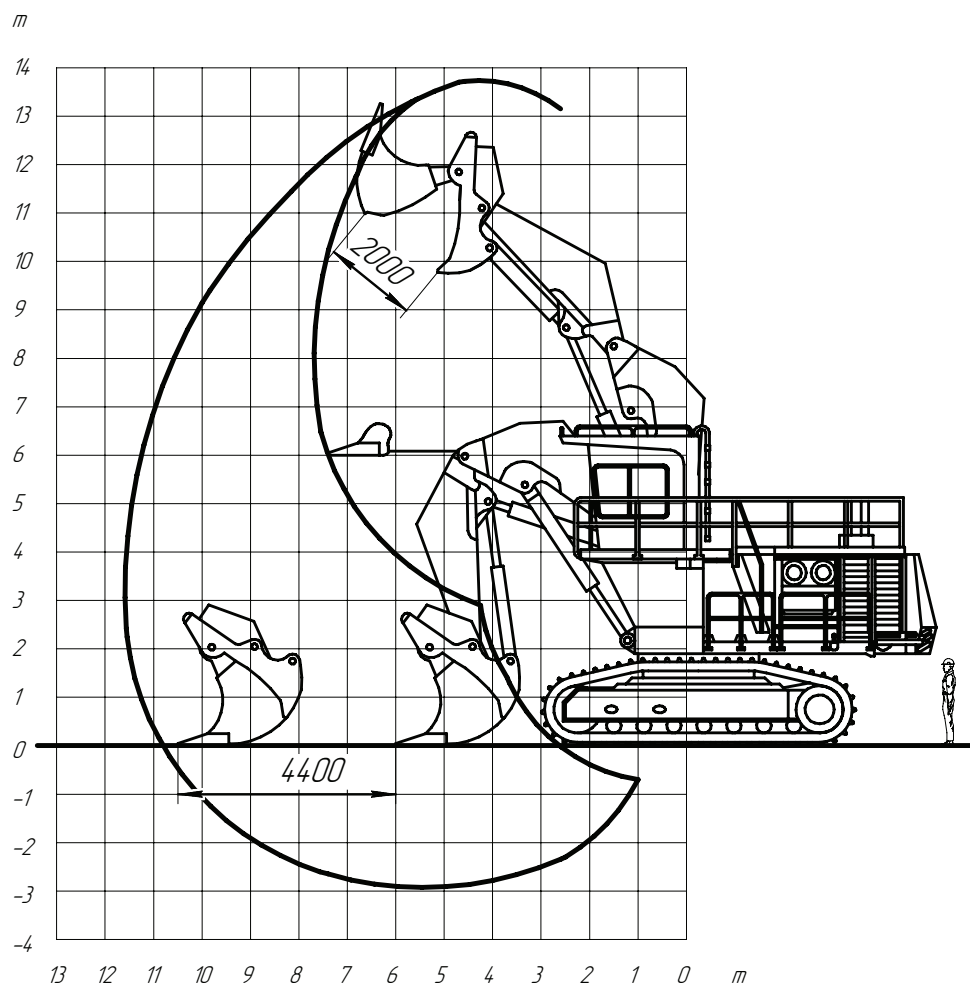


Рис. 5.3. Экскаватор с погрузочным рабочим оборудованием

Кроме того, при поступательном движении ковша возрастает сложность управления рабочим органом и регулирования режимных параметров, обусловленная значительной нагрузкой на оператора при большом количестве переключений аппаратуры управления.

Таким образом, несмотря на достижения в области создания конструкций гидравлических экскаваторов [4, 5], они имеют ряд недостатков, обусловленных как характером силового воздействия ковша, заключающегося в «выдавливании» грунта из массива, так и низкой эффективностью преобразования гидравлической энергии в механическую:

- реализация больших рабочих нагрузок приводит к увеличению металлоемкости рабочего оборудования;
- ввиду совместного действия главных рабочих механизмов и регенерирования гидравлической энергии «обратимыми» гидроцилиндрами возрастают энергозатраты на экскавацию горной массы;
- сложность управления ковшом в процессе внедрения ввиду необходимости одновременного регулирования режимных параметров главных рабочих механизмов.

Приведенные особенности гидравлических экскаваторов определили и направления развития конструкций. Основными направлениями развития и совершенствования конструкций, сформулированными в ряде работ [7–8, 10–13], являются следующие:

- совершенствование кинематических схем рабочего оборудования с целью упрощения управления и расширения областей использования гидроэкскаваторов;
- автоматизация системы управления;
- создание энергосберегающих — рекуперированных приводов с целью уменьшения энергопотребления при увеличении энерговысвобожденности [17].

В области совершенствования кинематических схем рабочего оборудования предполагается создание таких систем, которые бы позволяли не только поддерживать определенный угол наклона ковша к горизонту (система горизонтирования ковша), но и регулировать силовые параметры при меняющихся условиях обрабатываемого забоя, снижая пиковые нагрузки на экскаватор и повышая его устойчивость.

### **Драглайн**

Рабочее оборудование драглайна состоит из ковша с подвеской, стрелы и направляющего устройства (рис. 5.4).

Рабочее оборудование отличается простотой конструктивного исполнения; обеспечивается эффективное управление ковшом в процессе копания и транспортировки. Вместе с тем оборудование имеет и ряд недостатков, а именно:

- потери породы при транспортировании ковша ввиду уменьшения тяговой силы при перемещении ковша к месту разгрузки и, соответственно, наклона ковша;
- ввиду наличия зоны саморазгрузки ковша исключается совместная работа шагающего экскаватора с транспортным средством.

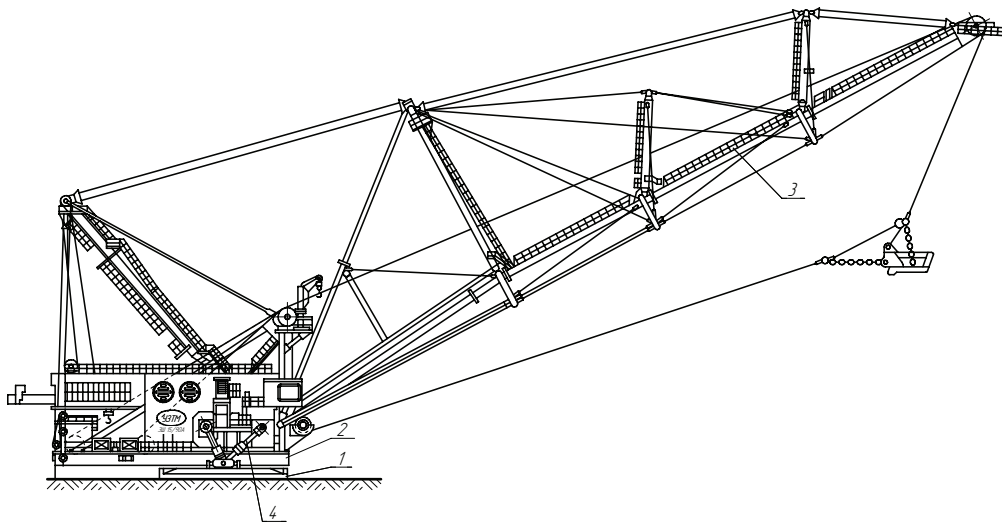


Рис. 5.4. Общий вид шагающего экскаватора:

1 — опорная база; 2 — поворотная платформа с надстройкой и механизмами;  
3 — рабочее оборудование; 4 — механизм шагания

Конструктивное исполнение рабочего оборудования определяется условиями эксплуатации.

*Ковш.* Характеризуются ковши показателем удельной металлоемкости, т. е. отношением массы пустого ковша к его вместимости. В зависимости от назначения их подразделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью от 0,84 до 1,6 т/м<sup>3</sup>. При этом с ростом вместимости ковша его удельная металлоемкость снижается.

По конструкции ковши драглайнов бывают арочные и безарочные.

*Арочный ковш* (рис. 5.5) состоит из сварного корпуса, козырька, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки. Арка создает боковую жесткость ковша и является местом крепления разгрузочного каната. Наибольшей жесткостью обладают литые арки, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша привариваются проушины для тяговых цепей, а к боковым стенкам приклепываются проушины для цепей подъема. Через траверсу и балансир цепи соединяются с подъемными канатами. В основание козырька вставляются зубья. К днищу ковша, чтобы защитить его от изнашивания, привариваются стальные полозья. Для предохранения подъемных цепей от истирания о ковш предусмотрена распорная балка. Центр тяжести ковша с грузом нахо-

дится между подъемными цепями и аркой. Поэтому при ослаблении тягового и разгрузочного канатов последний проскальзывает по блоку, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей, и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. В транспортном положении ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тяговых и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называют упряжью ковша.

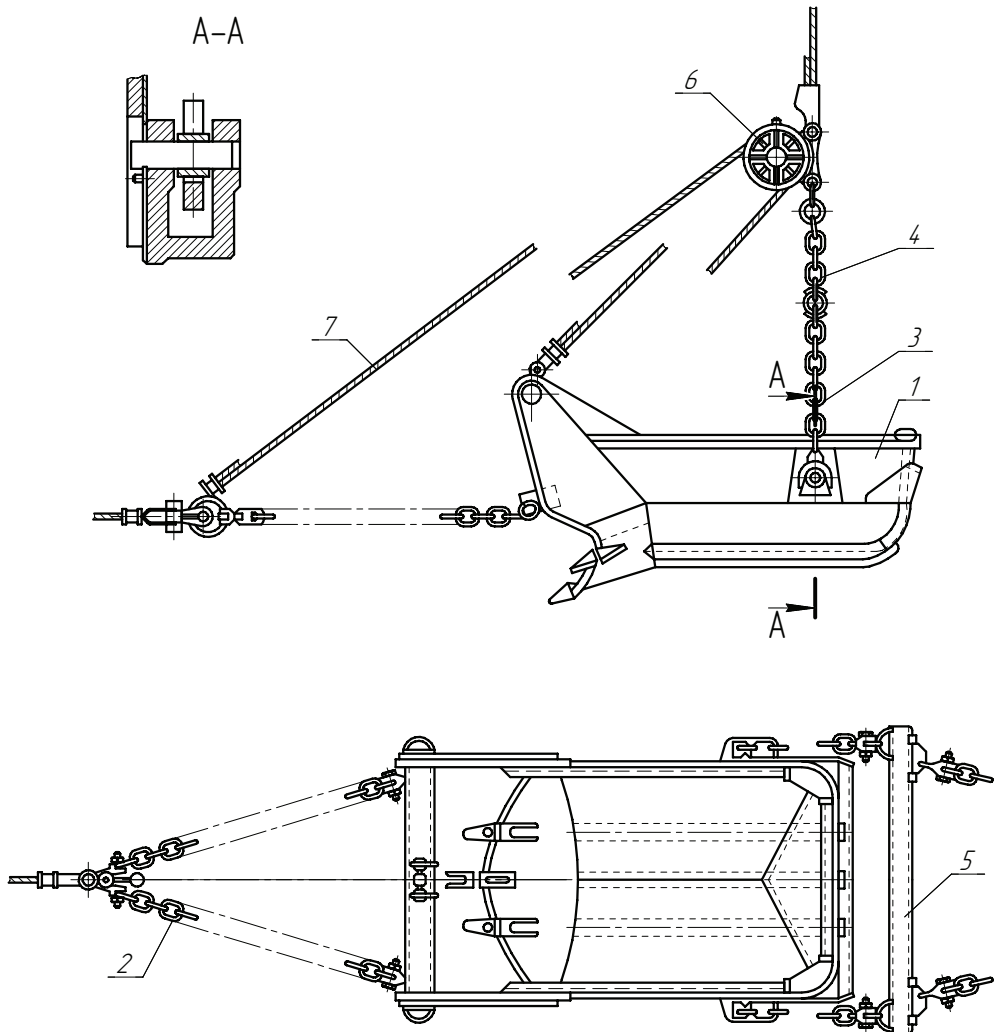


Рис. 5.5. Арочный ковш драглайна:

1 — корпус; 2, 3, 4 — цепи; 5 — коромысло; 6 — разгрузочный блок; 7 — разгрузочный канат

В безарочных ковшах арка отсутствует, и разгрузочные канаты крепятся к боковым стенкам ковша. Конструкция безарочного ковша вполне устойчивая, имеет малую удельную металлоемкость (около  $1 \text{ т/м}^3$ ), позволяет расширить режущую кромку, в результате чего облегчаются заполнение и разгрузка ковша и уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

**Стрела.** По конструктивному исполнению стрелы драглайнов можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные и комбинированные.

**Вантовыми стрелами** оснащены драглайны производства ОАО «ОМЗ — горное оборудование» (Уралмаш) такие как: ЭШ-10.75; ЭШ-14.75; ЭШ-15.90 А и ЭШ-25.100А. Вантовая стрела состоит из одной вертикальной и двух наклонных вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс трубчатого сечения, надвое разветвляющийся в месте крепления стрелы к поворотной платформе. Элементы, работающие на растяжение, выполнены из канатов, что делает стрелу легкой и достаточно прочной.

Вантовая стрела экскаватора ЭШ-15.90А (рис. 5.6) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию, образованную элементами 1–3, а три остальных являются вантовыми фермами.

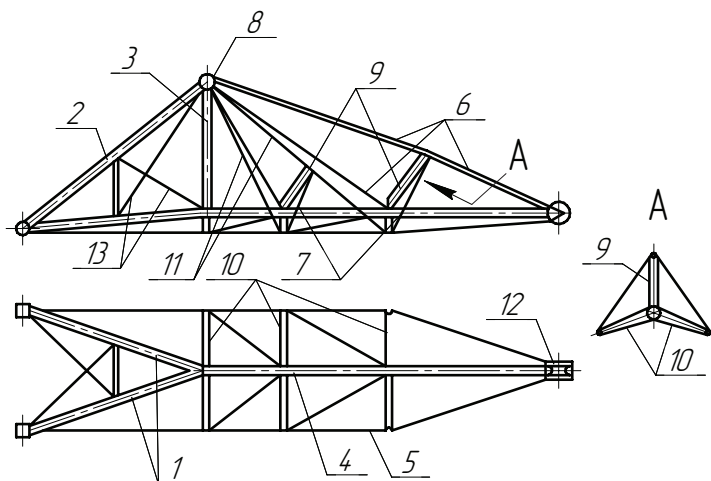


Рис. 5.6. Вантовая стрела:

1, 2, 3 — подкосы; 4 — нижний пояс; 5, 6, 7 — ванты; 8 — узел крепления подвески;  
9 — наклонные стойки; 10 — боковые стойки; 11 — диагональные оттяжки; 12 — обойма  
блоков; 13 — раскосы

Сжатый пояс образован трубой, а растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов закрытого типа. В вершине жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые вертикальные стойки вместе с канатами образуют вертикальную вантовую ферму, а профильные боковые стойки и канаты — две боковые вантовые фермы. Диагональные оттяжки увеличивают жесткость стрелы, препятствуя ее скручиванию. Вверху центральный стержень заканчивается рамой, на которой установлены блоки для подъемных канатов.

Трехгранные жесткие стрелы также выпускает ОАО «Дивизион горного оборудования» (Уралмаш) и оснащает ими драглайны: ЭШ-11.75; ЭШ-25.90; ЭШ-20.100; ЭШ-15.110; ЭШ-30.100; ЭШ-40.100; ЭШ-25.120.

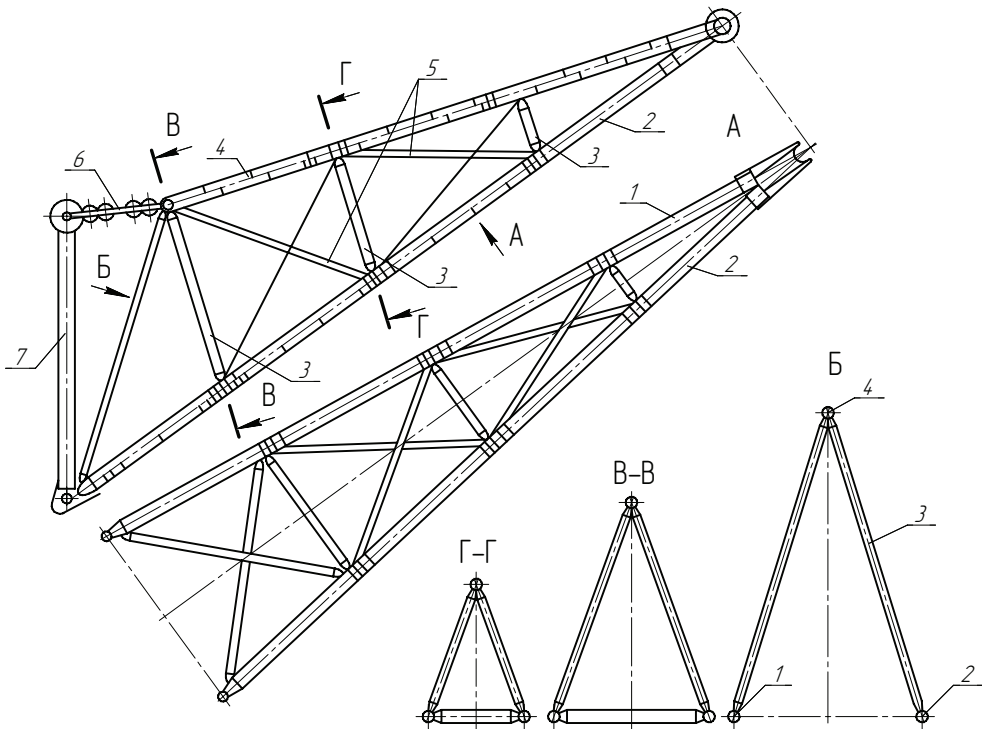


Рис. 5.7. Трехгранная жесткая стрела:

1, 2, 4 — жесткие пояса; 3 — стойка; 5 — ванты; 6 — подвеска стрелы; 7 — стойка платформы

Стрела (рис. 5.7) выполнена из трех жестких трубчатых поясов 1, 2, 4, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с верти-

кальными трубчатыми стойками и вантовыми диагональными связями. Верхний трубчатый пояс 4 стрелы предварительно напряжен системой вантовых канатов до суммарной силы, равной силе растяжения от концевой нагрузки и силе тяжести стрелы, что увеличивает выносливость стрелы. Стрела на жестких серьгах подвешивается к стойке поворотной платформы. На верхнем поясе стрелы расположены ролики для подъемных канатов. Последние касаются роликов при ослаблении натяжения, например, во время копания. Трехгранная трубчатая стрела с канатными раскосами тяжелее, чем вантовая, но имеет большую эксплуатационную надежность.

*Ферменная стрела* состоит из верхней и нижней частей, связанных шарниром. Раскос поддерживает нижнюю часть. Подвеска стрелы канатная. Наличие излома геометрической оси нижнего пояса в вертикальной плоскости исключает возможность запрокидывания верхней части стрелы относительно шарнира.

*Комбинированная стрела* состоит из основания в виде трехгранной пирамиды и верхней части — фермы прямоугольного сечения. Вертикальные составляющие силы в подъемном канате вызывают растяжение в верхнем канатном поясе и сжатие в нижнем жестком поясе. Силы инерции, действующие на рабочее оборудование при повороте платформы, воспринимаются нижним поясом.

*Направляющее устройство.* Предназначено для направления тягового и подъемного канатов при навивке на барабаны. Направляющее устройство включает систему наводки тягового каната, установленную на платформе, и поворотные головные блоки, установленные на стреле.

На экскаваторах малой мощности система наводки тягового каната состоит из двух вертикальных блоков, установленных на поворотной обойме, и двух горизонтальных блоков.

---

### 5.3. Рабочие механизмы одноковшовых экскаваторов

---

К рабочим механизмам карьерных экскаваторов относят механизмы подъема и напора, а также механизм поворота (платформы).

Механизмы подъема в основном выполняют по следующим схемам:

- однобарабанный механизм;
- двухбарабанный механизм с установкой барабанов на платформе;



- двухбарабанный механизм с консольным расположением барабанов на выходном валу редуктора.

Однобарабанный механизм отличается простым конструктивным исполнением, компактностью. Недостатком схемы является необходимость выверки взаимного расположения осей барабана и вала двигателя. Применяют схему на экскаваторах малой мощности.

Схема двухбарабанного механизма с установкой барабанов на платформе обеспечивает рациональную передачу энергии двумя потоками. При этом достигается снижение инерционности (маховой массы) привода по сравнению с однодвигательным приводом.

Схема двухбарабанного механизма с консольным расположением барабанов характеризуется высокой степенью технологичности изготовления и ремонтпригодностью. Недостатком схемы является увеличенные углы девиации канатов.

Для выравнивания длин канатов лебедка оборудована устройством для отключения одного из барабанов от приводного вала.

Механизмы напора выполняют по двум основным схемам:

- двухбарабанный механизм с консольным расположением барабанов на выходном валу редуктора;
- схема с зубчато-реечным механизмом.

Схема с зубчато-реечным механизмом отличается относительной простотой и малой металлоемкостью. Недостатком схемы является необходимость точной расточки отверстий в балке стрелы. Для преобразования поступательного движения рукояти и перемещения подъемного каната в рабочее движение ковша служит рычажный механизм, включающий четыре подвижных звена и имеющий две степени свободы.

Механизм поворота служит для вращения платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку.

Современные карьерные экскаваторы имеют механизм поворота с индивидуальным приводом, состоящий из двух или более самостоятельных механизмов-агрегатов, работают на один зубчатый венец.

В отличие от других механизмов экскаваторов механизм поворота имеет ту особенность, что его элементы одновременно сопрягаются с поворотной платформой и опорной рамой машины, которые между собой (при больших размерах и массах) не имеют достаточной фиксации (радиальной и осевой), что вызывает необходимость в увеличении модуля открытой зубчатой передачи.

На рис. 5.8 изображена конструкция механизма поворота экскаватора.

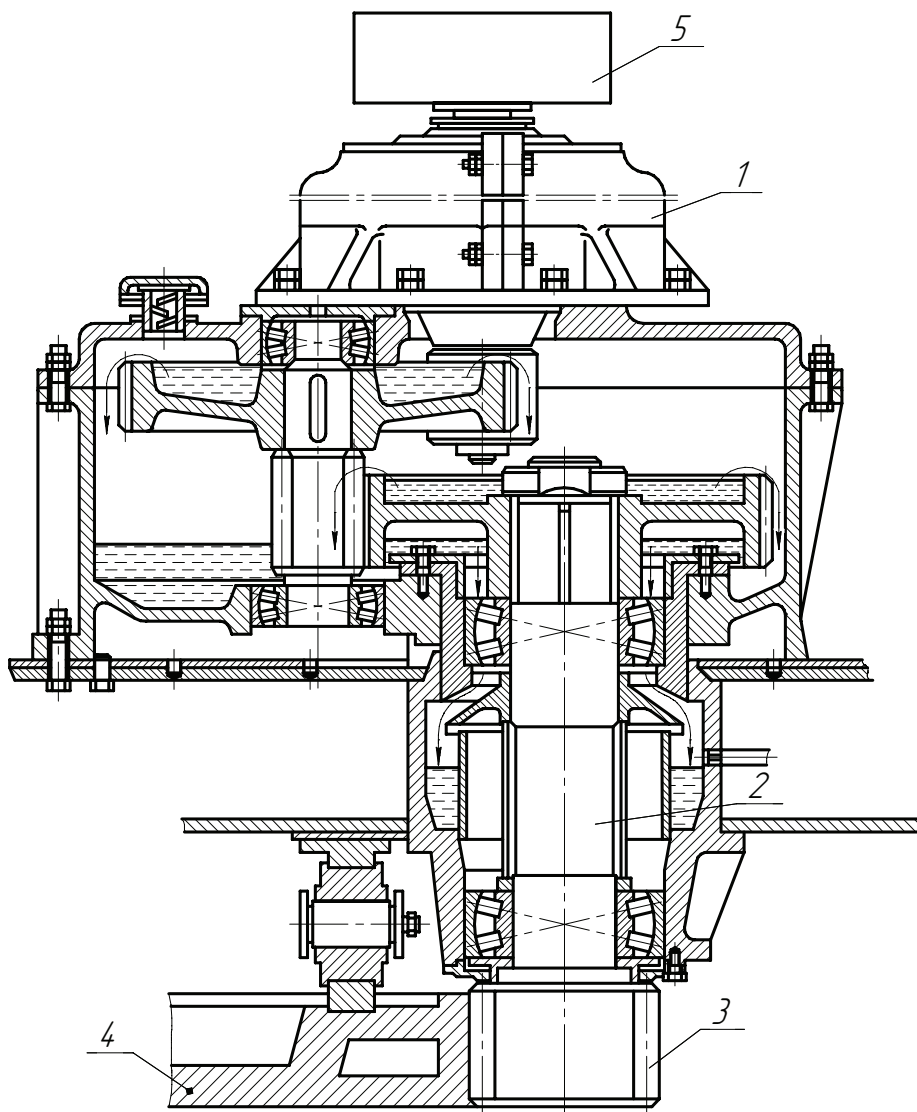


Рис. 5.8. Механизм поворота экскаватора:

1 — электродвигатель; 2 — вал; 3 — нижняя шестерня; 4 — зубчатый венец; 5 — тормоз

*Рабочие механизмы гидравлических экскаваторов.* К рабочим механизмам гидравлических экскаваторов относят рычажный механизм и механизм поворота.

Рычажный механизм состоит из трех звеньев — ковша, рукояти и стрелы, имеет три степени свободы и, соответственно, три ведущих звена.

*Рабочие механизмы шагающих экскаваторов.* К рабочим механизмам шагающих экскаваторов относят подъемную и тяговую лебедки и механизм поворота.

Используют в основном однобарабанные и двухбарабанные лебедки, причем и те и другие применяют практически независимо от их мощности. Количество барабанов лебедки выбирают исходя, главным образом, из условий ее компоновки и схемы навески канатов.

При выборе количества приводных двигателей следует иметь в виду, прежде всего, то обстоятельство, что увеличение количества двигателей позволяет создать компактную схему лебедки и уменьшить ее габаритные размеры. Кроме того, это позволяет создать несколько силовых потоков в передаче крутящего момента и благодаря этому уменьшить параметры зубчатых передач и, следовательно, габаритные размеры лебедки.

При выборе схемы компоновки лебедки, в том числе и количества приводных двигателей, следует стремиться к использованию освоенных промышленностью типоразмеров двигателей, к обеспечению блочности и унификации конструкций. Блочными называют конструкции, состоящие из отдельных узлов, связанных друг с другом с помощью легкоразъемных соединений. Унифицированными называют конструкции, у которых разнотипность узлов и деталей сведена до минимума. Примером унификации могут служить подъемные и тяговые лебедки драглайнов, выполненных конструктивно и кинематически одинаково. Различие в требуемой мощности может быть достигнуто установкой различного количества однотипных двигателей. При применении небольшого количества приводных двигателей достичь этого трудно. Так, например, у большинства драглайнов на лебедках подъема и тяги установлено равное количество двигателей одинаковой мощности (по 2 и 4 двигателя), хотя потребная мощность тяги на 15–20 % меньше, чем мощность подъема.

Лебедки скомпонованы различными комбинациями идентичных передач и двигателей. Использование одинаковых блоков зубчатых передач, по возможности стандартных, повышает надежность узла, его ремонтопригодность, взаимозаменяемость его составных частей, уменьшает номенклатуру запасных частей.

С целью сокращения длительности поворотных движений в механизмах поворота на отечественных мощных драглайнах применяют безредукторные приводы с двигателями, отличающиеся малой инерционностью.

#### **5.4. Опорно-поворотные устройства одноковшовых экскаваторов**

---

Опорно-поворотное устройство служит для обеспечения опирания поворотной платформы на базу экскаватора, восприятия внешних сил, действующих на платформу, и передачи их на базу.

Опорно-поворотные устройства можно разделить на следующие группы:

- по типу опорных элементов — катки, шарики и ролики (рис. 5.9);
- устройства, в которых силы передаются непосредственно через опорные элементы (многоопорные), и устройства, в которых передача осуществляется на опорные элементы через дополнительные элементы (оси, балансиры, гидродомкраты и т. п.).

*Катковый опорно-поворотный круг* состоит из собственно каткового круга; нижнего кольцевого рельса, установленного на нижней раме; верхнего кольцевого рельса, расположенного на поворотной платформе, и центральной цапфы.

*Центральная цапфа* центрирует поворотную платформу относительно неподвижной нижней рамы. В цапфе установлена труба, внутри которой проходит кабель на поворотную платформу.

Конструкция опорно-поворотного круга с цилиндрическими катками применена на всех отечественных роторных экскаваторах средней и большой производительности.

*Шариковый опорно-поворотный круг* широко распространен в гидравлических и роторных экскаваторах. Конструктивно он подобен упорному шариковому подшипнику и состоит из верхнего и нижнего колец (кругов катания с дорожками качения сегментной формы) и шариков, заключенных в сепаратор.

Шариковые опорно-поворотные круги имеют ряд преимуществ перед катковыми. Они воспринимают как осевые, так и радиальные нагрузки, поэтому исключается необходимость в центральной цапфе и освобождается центральная часть поворотной платформы.

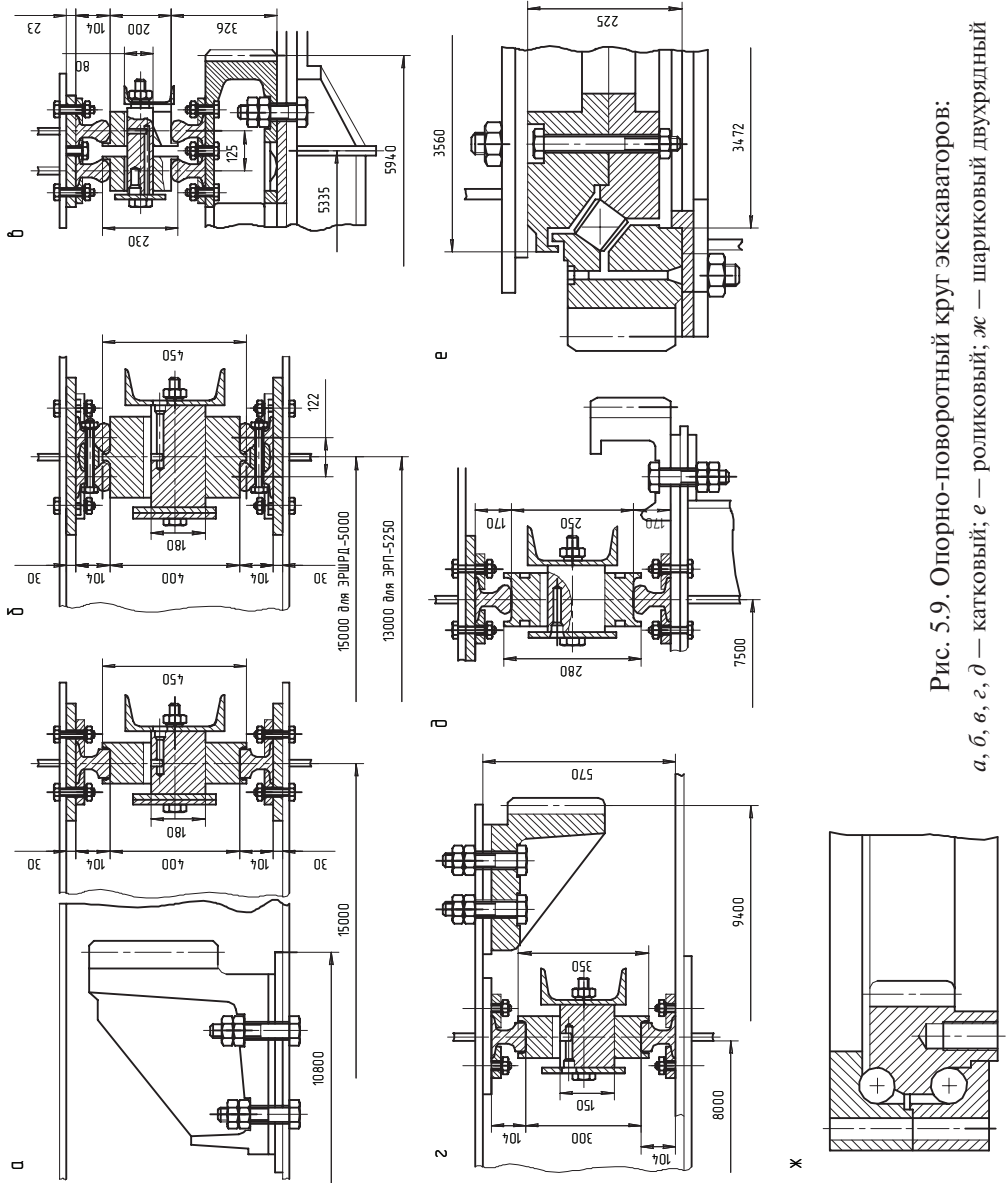


Рис. 5.9. Опорно-поворотный круг экскаваторов:  
а, б, в, г, д — катковый; е — роликовый; ж — шариковый двухрядный

Кроме того, конструкция шариковых опорно-поворотных кругов позволяет уменьшить до минимума высоту опорно-поворотного устройства (по сравнению с другими конструкциями опорно-поворотных кругов), обеспечить хорошую смазку дорожек и тел качения и их защиту от попадания пыли и воды.

*Однорядный роликовый опорно-поворотный круг* состоит из двух колец и цилиндрических роликов. Каждое из двух колец имеет по две конические дорожки качения, которые в совокупности образуют окружающую полость четырехугольной формы. В этой полости располагаются цилиндрические ролики. Одна группа роликов передает осевые (вертикальные) нагрузки, действующие в одном направлении, другая — нагрузки, имеющие противоположное направление. Радиальные (горизонтальные) нагрузки передаются роликами обеих групп. Конструкция опорно-поворотного круга может передавать нагрузки разных видов в разных направлениях.

## **5.5. Общий расчет одноковшовых экскаваторов**

---

*Задачи общего расчета.* Основной задачей общего расчета является определение основных направлений проектирования и конструктивных решений всех основных узлов экскаватора. Практически общий расчет включает все основные расчеты, необходимые для эскизного проекта машины. В соответствии с этим он должен содержать выбор и обоснование основных параметров характеристики, габаритных размеров, размеров рабочего оборудования, сил тяжести основных узлов и всей машины в целом, силы, мощности и скорости основных рабочих движений, передаточные отношения механизмов, статический и тяговый расчеты, давление на грунт и определение производительности. Необходимо выбрать и обосновать конструктивную схему экскаватора. К последней относится решение следующих вопросов: конструктивная схема ходового оборудования, тип опорно-поворотного устройства, кинематические схемы, конструктивные схемы рабочего оборудования и т. д.

Весь этот выбор осуществляется в соответствии с типоразмером машины и ее назначением на основе тщательного изучения предстоящих условий работы, количественной потребности и предполагаемого вы-

пуска этих машин, условий и места ее производства, а также опыта работы аналогичных отечественных и зарубежных машин с учетом специфики предстоящих условий эксплуатации.

### Расчет сил сопротивления на рабочем органе и мощности приводов главных механизмов

Силы сопротивления на рабочем органе зависят от физико-механических свойств породы, структуры массива горных пород и трещиноватости, наличия включений и прослоек, конструктивного исполнения рабочего органа и режущих (экскавирующих) элементов и других факторов.

При определении силовых параметров и мощности приводов принимают расчетные значения сил сопротивления.

#### Прямая лопата

Расчетное значение силы сопротивления породы копанию определяют из условия наполнения ковша при работе в тяжелых условиях (рис. 5.10):

$$P_{01} = K_F C_{\max} B; P_{02} = \lambda P_{01},$$

где  $P_{01}$ ,  $P_{02}$  — касательная и нормальная составляющие силы сопротивления;  $\lambda$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от угла резания и степени затупления режущих элементов;  $C_{\max}$  — максимальная толщина отделяемого слоя породы (стружки);  $B$  — ширина ковша.

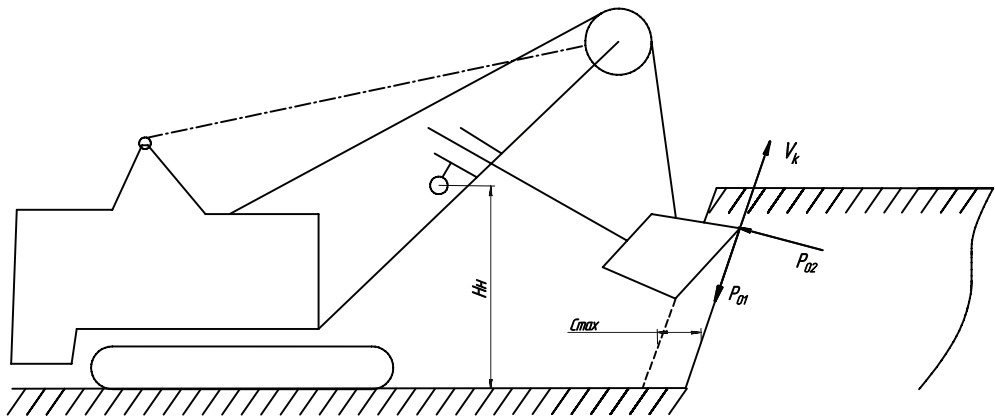


Рис. 5.10. Схема к определению силы сопротивления копанию:

$H_n$  — высота оси напорного вала;  $C_{\max}$  — толщина стружки;  $P_{01}$ ,  $P_{02}$  — касательная и нормальная составляющие сопротивления копанию;  $v_k$  — вектор скорости копания

Условие наполнения ковша имеет вид:

$$EK_n = B C_{\max} L_n K_p,$$

где  $K_n$  — коэффициент наполнения ковша;  $L_n$  — длина пути наполнения ковша, принимается равной высоте оси напорного вала;  $K_p$  — коэффициент разрыхления породы в ковше.

Силы, действующие в главных механизмах прямой лопаты (подъемном  $F_n$  и напорном  $F_H$ ), зависят от положения элементов оборудования, степени наполнения ковша, их определяют из условия равновесия рабочего оборудования в расчетных положениях (рис. 5.11).

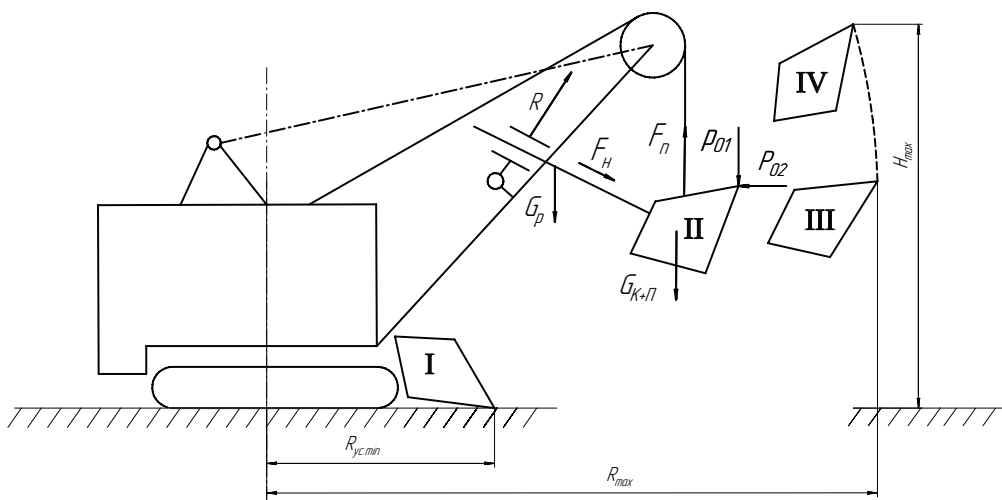


Рис. 5.11. Расчетные положения рабочего оборудования:

$R_{\text{ус.пл}}$  — минимальный радиус копания на уровне стояния;  $R_{\text{max}}$  — максимальный радиус копания;  $H_{\text{max}}$  — максимальная высота копания;  $G_p$ ,  $G_{\text{к+п}}$  — силы тяжести рукояти и ковша с породой;  $R$  — реакция в седловом подшипнике;  $F_n$ ,  $F_H$  — силы напора и подъема

Расчетными положениями (т. е. положениями, при которых действует неблагоприятная комбинация сил) для определения сил в подъемном канате являются положения II и I; для определения напорной силы — I, III и IV.

Главные механизмы прямой лопаты работают в повторно-кратковременных режимах, т. е. с резко переменными скоростями и действующими силами.

Мощность двигателя определяют с учетом режима работы по формуле:



$$P_i = S_i v_i K_{\text{реж.}i} \eta_i^{-1},$$

где  $S_i$  — рабочее значение действующей силы при копании;  $v_i$  — соответствующее рабочее значение скорости;  $K_{\text{реж.}i}$  — коэффициент режима работы для данного механизма;  $\eta_i$  — КПД механизма.

### *Обратная лопата*

Расчет сил сопротивления, действующих на ковш, проводится так же, как и для прямой лопаты, из условия наполнения ковша при отделении слоя породы.

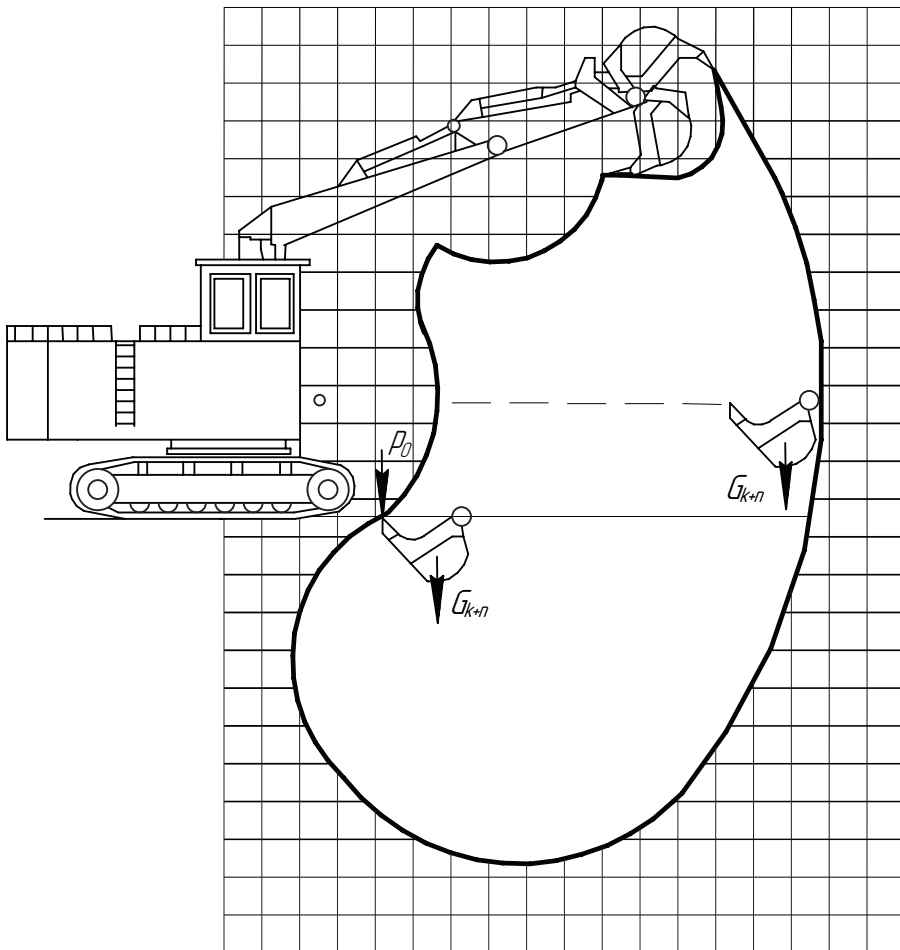


Рис. 5.12. Расчетные положения оборудования «обратная лопата»:

I, II — расчетные положения;  $G_{к+п}$  — сила тяжести груженого ковша;  
 $P_0$  — усилие на зубьях ковша

Расчетными положениями для оборудования обратной лопаты являются следующие (рис. 5.12):

- для расчета силы, действующей на штоке гидроцилиндра поворота ковша — подход ковша к бровке уступа, когда направления действия силы сопротивления копания и силы тяжести груженого ковша совпадают (положение I);
- для расчета силы, действующей на штоке цилиндра поворота стрелы — подъем груженого ковша на максимальном вылете (положение II).

Мощности гидродвигателей определяют с учетом режима работы приводов.

### *Погрузочное оборудование*

Касательную  $F_{\text{вн}}$  и нормальную  $N$  составляющие сопротивления внедрению ковша определяют по зависимостям:

$$F_{\text{вн}} = AL_{\text{вн}}^n B,$$

$$N = kF_{\text{вн}},$$

где  $A$  — обобщающий коэффициент, учитывающий форму ковша, высоту штабеля, кусковатость, плотность горной массы и другие факторы, влияющие на усилие внедрения ковша в штабель горной массы;  $L_{\text{вн}}$  — длина внедрения ковша;  $n$  — показатель степени, зависящий от условий разработки,  $n = 1,0-1,8$ ;  $B$  — ширина ковша;  $k$  — коэффициент пропорциональности.

Расчет сил, действующих на штоках гидроцилиндров, проводят для цилиндра: рукояти — при внедрении ковша на величину  $L_{\text{вн}}$ ; ковша — поворот ковша; стрелы — отрыв груженого ковша.

### *Драглайн*

Расчетное значение силы сопротивления копания определяется из условия наполнения ковша (рис. 5.13) из выражения:

$$P_{01} = \frac{K_F EK_n (1 + \lambda_o)}{L_n K_p},$$

где  $\lambda_o$  — относительный (по отношению к вместимости ковша) объем призмы волочения;  $L_n$  — длина пути наполнения ковша, равная трем-пяти длинам ковша.

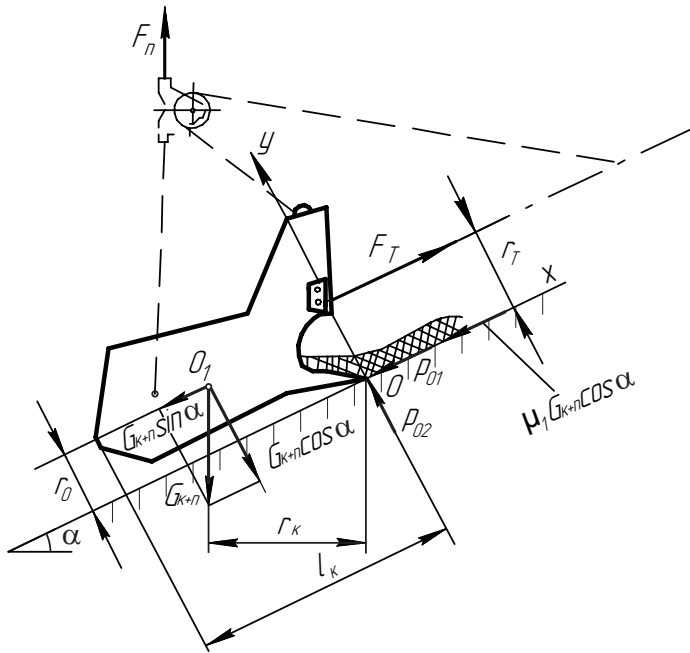


Рис. 5.13. Схема к расчету сил на ковше драглайна:

$F_n, F_T$  — силы подъема и тяги;  $G_{к+п}$  — сила тяжести груженого ковша;  $l_k$  — длина ковша;  $r_T$  — высота крепления тяговых цепей;  $r_k$  — расстояние между кромкой зуба и центром тяжести ковша;  $r_o$  — координата центра масс ковша;  $\mu_1$  — коэффициент трения;  $\alpha$  — угол откоса уступа

Сила в тяговом канате составит:

$$F_T = P_{01} + G_{к+п} \sin \alpha.$$

Снижая точку крепления тяговых цепей ковша (уменьшая  $r_T$ ), можно добиться улучшения работы ковша в крепких породах. У стандартного ковша  $r_k/r_T = 2$ . В легких породах увеличение  $r_T$  позволяет ускорить заглубление ковша.

Подъемную силу определяют по формуле:

$$F_n = k_{тр} G_{к+п},$$

где  $k_{тр}$  — коэффициент траектории ковша при транспортировании ( $k_{тр} = 1,6-1,8$ ).

Траектория транспортирования ковша (рис. 5.14) характеризуется наличием зон растяжки и саморазгрузки ковша. При приближении ковша к стреле направления канатов (и сил) практически совпада-

ют, что приводит к резкому увеличению действующих сил (растяжке ковша). При совпадении направлений силы тяжести ковша и силы в подъемном канате (при удалении ковша от стрелы) наблюдается саморазгрузка ковша.

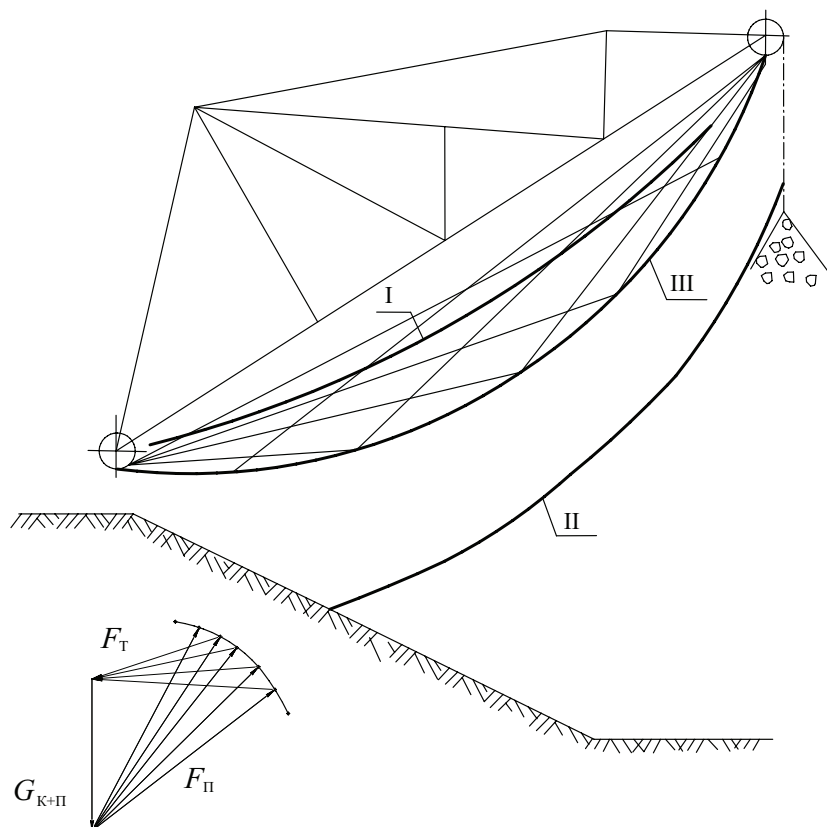


Рис. 5.14. Зоны рабочего пространства драглайна:

I — граница зоны растяжки в ковше; II — граница зоны саморазгрузки ковша;  
 III — рациональная траектория перемещения ковша;  $F_{\text{П}}$ ,  $F_{\text{Т}}$  — силы подъема и тяги;  
 $G_{\text{к+п}}$  — сила тяжести груженого ковша

Вид расчетной траектории движения ковша определяют из условий исключения просыпи при транспортировании (при постоянстве угла наклона ковша) или полного использования мощности механизма подъема (при постоянстве сил в подъемном канате).

Скорость подъема определяют из условия подъема ковша на максимальную высоту выгрузки из забоя максимальной глубины за время поворота платформы на угол  $120^\circ$ . Обычно  $v_{\text{П}} = 2,5\text{--}4$  м/с.

### Определение мощности двигателя механизма поворота

Механизм поворота функционирует в основном при неустановившемся режиме (разгон и торможение) ввиду большой инерционности поворотной платформы и малой длительности поворотных движений.

Особенностью механизма поворота является наличие оптимальных значений угловой скорости платформы и, соответственно, передаточного числа механизма.

Так, с ростом передаточного числа механизма увеличивается значение крутящего момента на платформе и возрастают ускорение разгона и торможения платформы, что снижает длительность этих операций. Но одновременно с повышением передаточного числа уменьшается скорость установившегося движения платформы (движения с практически постоянной скоростью) и, соответственно, увеличивается длительность установившегося движения.

Таким образом, ввиду противоречивого действия ряда факторов для каждого значения угла поворота имеется оптимальное значение передаточного числа, при котором продолжительность поворотных движений будет минимальна.

Мощность двигателя механизма поворота определяется по формуле:

$$P_{\text{пов}} = \frac{C_p (I_{\text{п}}^{\text{г}} + I_{\text{п}}^{\text{п}}) \beta^2}{t_{\text{пов}}^3 K_{\text{зз}}},$$

где  $C_p$  — коэффициент, учитывающий тип привода,  $C_p = 0,02-0,03$  (меньшее значение соответствует тихоходным двигателям);  $I_{\text{п}}^{\text{г}}$ ;  $I_{\text{п}}^{\text{п}}$  — соответственно момент инерции платформы с груженным и порожним ковшом;  $\beta$  — угол поворота платформы;  $t_{\text{пов}}$  — длительность поворотных движений;  $K_{\text{зз}}$  — заданное значение коэффициента загрузки двигателя.

### Расчет рабочего оборудования и металлоконструкций экскаваторов

#### Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения

При работе экскаватора на его металлоконструкции и узлы действуют внешние и внутренние нагрузки, определяющие уровень нагружения элементов машины.

*Внешние* нагрузки обуславливаются сопротивлением породы копанию, составляющими силы тяжести породы, находящейся в ковшах

или на конвейерах, силой действия ветра и инерционными составляющими от сил тяжести подвижных конструкций машины.

*Внутренние* нагрузки определяются составляющими сил тяжести металлоконструкций и механизмов экскаватора, предварительными напряжениями или напряжениями элементов (например, канатов, ферм и др.).

Нагрузки от действия сил тяжести являются *статическими постоянными*, если конструкция находится в покое, а количество породы на ней (в ковшах или на лентах конвейеров) не меняется в значительной степени; *статическими переменными*, если они перемещаются, изменяют свое положение относительно машины; *динамическими переменными* при наличии в элементах машины ускорения.

Нагрузки от реакции при копании являются переменными и носят динамический характер.

Внешние и внутренние нагрузки влияют на положение равнодействующей всех сил относительно оси вращения поворотной платформы, что существенно изменяет общее соотношение сил в системе, а также напряжений в элементах машины.

Наиболее значительными составляющими нагрузок, вызывающих смещение равнодействующей сил, являются сила тяжести рабочего оборудования с породой и реакция от сил сопротивления копанию на рабочем органе.

На основании сказанного выше все действующие нагрузки в общем случае принято разделять на три категории: основные, дополнительные и аварийные.

*Основными* нагрузками считают постоянно действующие (собственную силу тяжести, предварительное напряжение), а также переменные нагрузки номинального режима эксплуатации машины (сопротивления копанию, сила тяжести породы, перемещения центров тяжести элементов конструкции и др.), не вызывающие усталостного разрушения материала.

*Дополнительными* (или случайными) нагрузками считают возникающие нерегулярно, а при сочетании определенных факторов во время эксплуатации конструкции (например, неблагоприятные, сравнительно редко появляющееся сочетание двух или более отдельно действующих нагрузок на один и тот же узел, действие ветра и др.).

К *аварийным* нагрузкам относят критические, вероятность появления которых весьма мала.

У каждого типа экскаватора при расчете определенной металлоконструкции рассматривают определенные комбинации нагрузок, по которым с учетом принятых материалов выбирают коэффициенты запасов прочности и допускаемые напряжения.

Значения коэффициентов запаса прочности и допускаемых напряжений могут быть различными в зависимости от вида расчетных нагрузок, материалов и других факторов, влияющих на надежность работы конструкций. Значения коэффициентов запаса прочности зависят от ряда факторов, трудно поддающихся учету, таких, как неоднородность металла и его механических свойств, несоответствие действительных сечений деталей расчетным, качество обработки деталей, неточного определения действующих нагрузок и принятых в расчете значений концентрации напряжений, влияние остаточных напряжений и т. д. [22].

Наиболее точно расчетная нагрузка может быть определена на основе статистических наблюдений при испытаниях машины, во время которых осуществляется длительная запись на осциллографическую или магнитную ленту исследуемых параметров нагружения.

Основные расчетные комбинации нагрузок должны соответствовать типовым условиям работы экскаватора и в общем случае могут быть подразделены следующим образом:

1. Основные нагрузки рабочего состояния в обычных условиях эксплуатации. По ним проводится расчет на сопротивление усталости. При переменных их значениях расчет ведут по эквивалентным нагрузкам.

2. Максимальные нагрузки (основные и дополнительные) в наиболее тяжелых условиях эксплуатации. По этим нагрузкам проводится расчет на прочность и устойчивость.

3. Максимальные нагрузки нерабочего состояния, которые вызываются силой тяжести экскаватора и ветровой нагрузкой нерабочего состояния (ураган). По этим нагрузкам проводится расчет на прочность и устойчивость (только мощных машин).

4. Аварийные нагрузки, по которым проводится расчет предохранительных устройств.

5. Транспортные и монтажные нагрузки, по которым проводится расчет на прочность и устойчивость.

При расчете металлоконструкций многоковшовых (в частности, роторных) экскаваторов рассматриваются следующие комбинации нагрузок (нагрузки рабочего состояния — Р, нагрузки состояния покоя — П):

*основные* — собственная сила тяжести металлоконструкций и механизмов (Р, П); полезная нагрузка на конвейерах (Р); нагрузки, вызванные просыпанием и налипанием породы на металлоконструкции стрелы, ленты конвейеров и рабочий орган (Р, П); сила предварительного натяжения конвейерных лент (Р, П); составляющие от силы тяжести металлоконструкций, появляющиеся при некомпенсированном наклоне экскаватора (Р, П); номинальные касательные и боковые составляющие силы копания (Р);

*дополнительные* — ветровые нагрузки рабочего (Р) состояния (скоростной напор ветра  $p_v$  до 0,25 кПа) и нерабочего (П) состояния ( $p_v = v_v^2/16$  Па при скорости ветра  $v_v > 20$  м/с); предельные величины касательной и боковой составляющих силы копания (Р), определяемых уровнем срабатывания муфт предельного момента с перегрузкой 1,7–2,0  $M_H$ ;

*аварийные* — от полного забивания перегрузочных точек конвейеров экскаватора (Р); от опирания ротора на забой с ослаблением канатов подвески роторной стрелы; от непреднамеренного удара роторным колесом по боковому уступу при повороте стрелы на максимальной скорости подачи при резании, когда кинетическая энергия верхнего строения реализуется на пути торможения 30 см.

Прочностной расчет узлов экскаватора складывается из расчетов: 1) на прочность при действии основных нагрузок; 2) на действие предельных нагрузок при возможных вариантах их совмещения; 3) на сопротивление усталости.

### **Расчет по методу допускаемых напряжений**

В экскаваторостроении применяют дифференцированный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении запаса прочности рассчитываемого элемента в зависимости от степени его ответственности и режима работы в конкретных условиях эксплуатации.

Основной зависимостью для расчета элементов машин на прочность по методу допускаемых напряжений является:

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{пр}/n,$$

где  $\sigma$  — напряжения, возникающие в элементе от действия основных плюс дополнительных (случайных) или аварийных нагрузок;  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение при действии соответствующих нагрузок;



$\sigma_{пр}$  — предельное напряжение металла при данном напряженном состоянии (для пластичных материалов — это предел текучести  $\sigma_t$ , а для хрупких — предел прочности  $\sigma_b$ );  $n$  — коэффициент запаса прочности.

Расчет по методу предельных состояний проводится по комбинациям неблагоприятных сочетаний нагрузок и имеет целью не допускать наступления предельных состояний при эксплуатации конструкции в течение всего срока ее службы. Предельным называют состояние, при котором конструкция перестает удовлетворять предъявляемым к ней эксплуатационным требованиям.

Для металлоконструкций экскаваторов должны удовлетворяться две группы предельных состояний:

- 1) по потере несущей способности, которая может проявляться как вязкое, хрупкое или усталостное разрушение, потеря устойчивости формы, качественное изменение конфигурации;
- 2) по непригодности к нормальной эксплуатации по общим деформациям или колебаниям.

### **Расчет рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов**

#### *Прямая лопата*

Расчетные нагрузки для рабочего оборудования прямой лопаты определяют для наиболее опасных случаев. Эти случаи соответствуют работе в тяжелом грунте при наиболее неблагоприятных комбинациях нагрузок. Например, отрыв препятствия одним зубом ковша при встрече зубом поверхности скалы под таким углом, который вызывает наибольшие нагрузки на рабочее оборудование независимо от действия поворотного механизма экскаватора.

Основными силами, действующими на рабочее оборудование лопаты, являются сила на блоке ковша  $F_{п\max}$ , сила напора  $F_{н\max}$ , горизонтальная реакция грунта  $K$ , приложенная к зубу, появляющаяся при скосе скалы или при включении поворота. Кроме того, на зуб ковша будет действовать реакция грунта или ее составляющие  $P_{01}$  и  $P_{02}$ . Сила  $P_{01}$  может быть вызвана только силой  $F_{п\max}$ . Сила  $P_{02}$  может быть вызвана активной силой напора  $F_{н\max}^a$ , а также скосом скалы. В последнем случае сила напора может быть пассивной, так как величина  $P_{02}$  может превышать значение реактивной силы, вызванной силой напора.

Помимо случая копания при длинном рабочем оборудовании могут возникнуть опасные для рукояти и стрелы нагрузки при повороте

с грузом в ковше на полном вылете в момент наибольшего ускорения  $\epsilon_{\max}$  при торможении. Значения исходных величин при статическом расчете на прочность следует принимать с учетом динамических нагрузок. В соответствии с этим действующие силы подъема и напора ковша следует принимать различными при расчете узлов рабочего оборудования.

Необходимо учитывать, что величины расчетных нагрузок меняются в зависимости от типа привода, конструкции экскаватора, рабочего оборудования и от приложения нагрузки. Так, например, эксцентричное приложение нагрузки к крайнему зубу ковша вызовет некоторое снижение динамических нагрузок вследствие увеличения податливости системы из-за скручивания рукояти.

#### *Расчет ковша*

Расчетная схема ковша прямой лопаты (рис. 5.15 и 5.16) представляет собой ребристую оболочку сложной конфигурации с переменной толщиной стенки [6, 15–16].

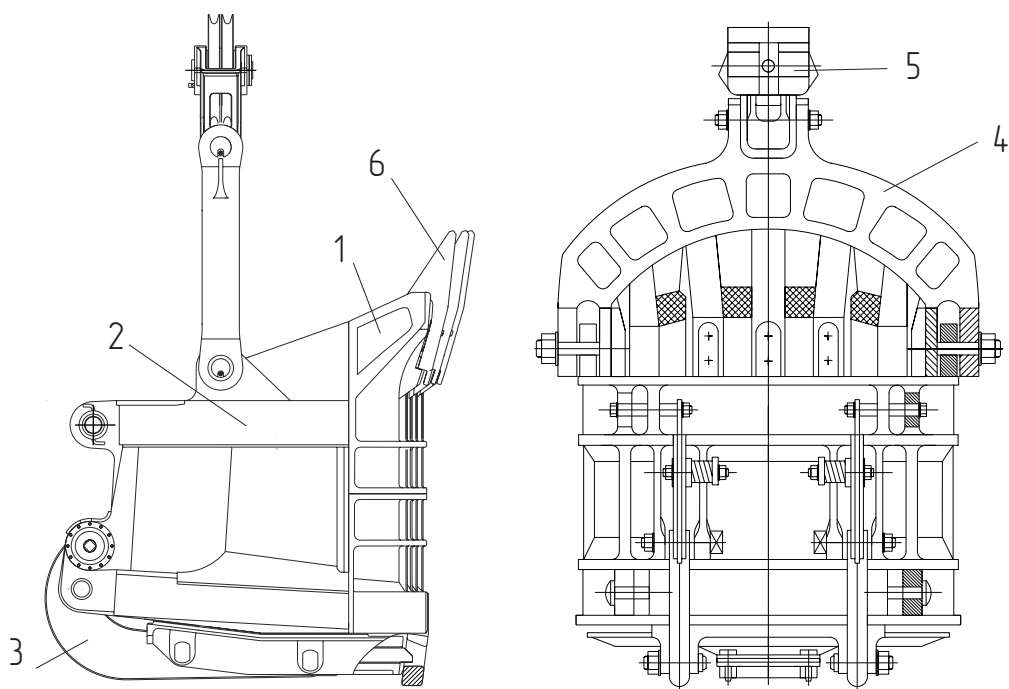


Рис. 5.15. Ковш с коромыслом:

1, 2 — передняя и задняя стенки ковша; 3 — днище; 4 — коромысло;  
5 — обойма блока; 6 — зуб

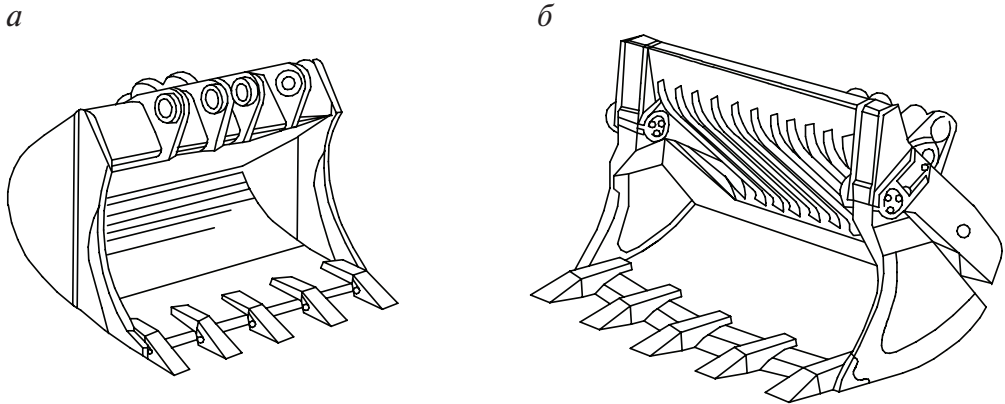


Рис. 5.16. Конструкции ковшей:  
 а — погрузочный ковш; б — челюстной ковш

На ковш действуют силы подъема ковша  $F_{п\max}$ , реакция грунта на зубья ковша  $P_0$ , сила напора, передаваемая через шарниры  $F_{ш}$  и тяги  $F_T$  рукояти, и сила тяжести ковша  $G_k$ . Невыгодные положения соответствуют началу копания и концу копания при наибольшем вылете и подъеме ковша и при наибольшем угле подъема стрелы —  $50\text{--}55^\circ$ . В этих положениях сила подъема будет направлена под углом к задней стенке ковша, наиболее приближающимся к  $90^\circ$ , что вызывает такое же отклонение реакции грунта, опасное для передней стенки.

Силу  $P_0$  считаем приложенной к средним зубьям при четном их числе или к одному среднему зубу — при нечетном числе. При беззубом ковше силу считают приложенной к средней части кромки. Силу тяжести грунта в ковше не принимаем в расчет, так как он уменьшает напряжения в ковше. В соответствии с этим оба расчетных положения ковша являются случаями отрыва препятствия.

Из уравнения моментов относительно конца зуба всех сил, действующих на систему «ковш — рукоять», находим реакцию седлового подшипника  $N$ , которую принимаем перпендикулярной к рукояти.

#### *Расчет рукояти*

Расчетная схема рукояти прямой лопаты (рис. 5.17 и 5.18) представляет собой консольную балку.

Как показывает опыт, основные напряжения в рукояти — изгибающие и скручивающие — возникают при копании и при повороте с грузным ковшом.

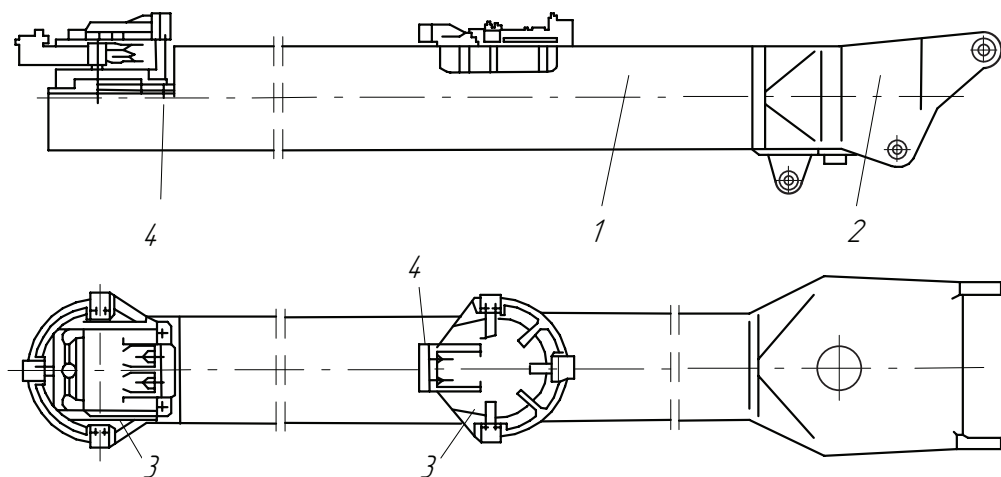


Рис. 5.17. Внутренняя рукоять круглого сечения:  
1 — балка; 2 — концевая отливка; 3 — полублок; 4 — упор

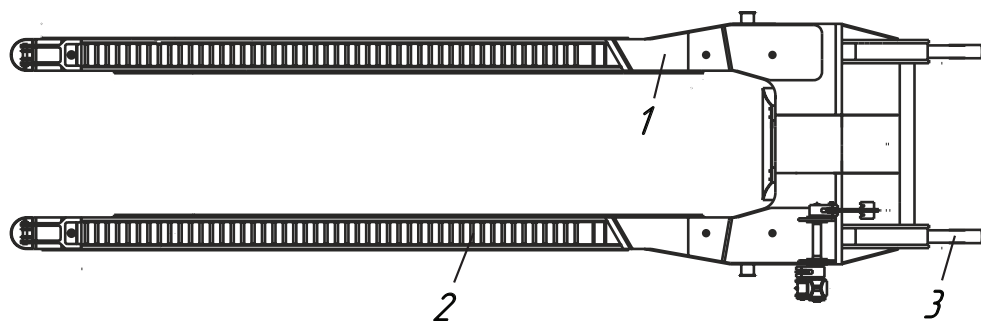


Рис. 5.18. Двухбалочная рукоять:  
1 — балка; 2 — концевая отливка; 3 — накладка; 4 — рейка; 5 — кронштейн

В соответствии с этим расчет рукояти проводят по двум положениям:

1. Рукоять установлена так, что линия, соединяющая конец зуба с осью напорного вала, горизонтальна, а вылет ковша таков, что подвеска ковша вертикальна (ковш на среднем вылете). Ковш предполагается пустым, так как это увеличивает силу на зубьях ковша. Такое положение отвечает отрыву крупного препятствия, так как при нем реализуется наибольшая сила  $P_0$  на ковше. Такой расчетный случай может иметь место только в очень тяжелых условиях. Угол наклона стрелы принимают минимальным ( $40^\circ$ ), так как при этом увеличиваются сила на зубьях ковша и плечо изгиба рукояти.

2. Торможение поворотной платформы с груженым ковшом на полном вылете. Расчет ведут различным образом для двухбалочной внешней и однобалочной внутренней рукоятей. Метод расчета двухбалочной внешней рукояти заключается в том, что считается конструкция седлового подшипника и направляющих полос на стреле имеющими такие зазоры, что возможное перемещение рукояти больше, чем деформация, по условиям ее гибкости. Тогда все силы, скручивающие рукоять, заменяют парами сил, которые будут изгибать ее в вертикальной плоскости как балки, заделанные в ковше и нагруженные силами, действующими через седловой подшипник и напорный вал.

Расчет однобалочной рукояти сводится к расчету консольной балки, как в первом, так и во втором положениях. Причем в первом положении балка рукояти заделана в ковше, а во втором — в седловом подшипнике [18].

*Расчет гидрофицированного рабочего оборудования  
(обратной лопаты и погрузочного оборудования)*

Расчет гидрофицированного рабочего оборудования сводится к расчету ковша в соответствии с расчетной схемой, расчет рукояти и стрелы, представляющих собой балки на двух опорах, выполняют по типовому алгоритму.

### **Расчет драглайна**

#### *Расчет ковша*

Расчетная схема ковша драглайна представляет собой оболочку, у которой отсутствуют передняя и верхняя стенки. Совместно с ней работает арка ковша, которую при расчете также следует учитывать. Козырек ковша, укрепленный на днище так же, как и козырек ковша лопаты, обычно выполняют более мощным, чем стенки ковша. Днище ковша снабжается продольными ребрами, которые предохраняют днище от преждевременного износа.

Основными нагрузками, действующими на ковш драглайна, вызывающими деформацию стенок ковша, являются силы в тяговых цепях.

Расчетной нагрузкой являются составляющие силы в тяговых цепях, направленные перпендикулярно к боковым стенкам ковша.

#### *Расчет стрелы*

Основной нагрузкой для расчета стрелы является сила в подъемном канате. За расчетную силу в подъемном канате принимают стопорную силу двигателя подъема, умноженную на коэффициент динамичности,

который определяют в зависимости от привода, длины стрелы и вместимости ковша. Направление подъемного каната принимают наиболее близким к оси стрелы для двух положений ковша: ковш у пяты стрелы в момент отрыва от грунта, когда подъемный канат, идущий к ковшу, образует с осью стрелы наименьший угол, и ковш у головы стрелы. Если ковш находится у пяты стрелы, то канат подъема расположен близко к оси стрелы и сжимающие стрелу нагрузки могут быть больше, чем при ковше у головы стрелы. Однако в последнем случае нагрузки на стрелу от инерционных сил при повороте с ускорением выше, чем в первом. Вследствие этого проверку напряжений следует проводить для обоих случаев. Следует также провести проверку напряжений при отрыве ковша от грунта, в случае максимального расстояния ковша от пяты стрелы.

Расчет элементов решетчатых стрел сводится к определению сил в поясах и элементах решеток. Кроме того, сечения поясов проверяют из условия работы стрелы на продольный и поперечный изгиб в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В крестовых решетках, которые являются статически неопределимыми, в расчет принимают только элементы, работающие на растяжение.

Расчет элементов жестких трехгранных стрел заключается в определении сил в поясах и элементах решеток горизонтальной и наклонных ферм.

Расчет вантовых стрел начинают с определения необходимых сил натяжения боковых вант из условия, что эти силы превышают те, которые возникают в них при повороте экскаватора (точнее — при максимальных прогибах стрелы в горизонтальной плоскости). Значения сил в вертикальной вантовой ферме выбирают из условия прямолинейной оси балки жесткости при максимальных значениях нагрузок с учетом натяжения боковых вант.

Общую прочность сжатой стрелы, работающей на устойчивость при колебаниях, определяют из условия максимальной амплитуды колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

#### *Расчет металлоконструкций экскаваторов*

Разнообразие и неопределенность условий эксплуатации экскаваторов обуславливают необходимость принятия силовых факторов, действующих на элементы конструкций, с учетом полевых испытаний машин, статистических данных, полученных при испытаниях, опыта проектирования и т. д.

В начале расчета определяют максимальные нагрузки (с учетом стопорных значений сил, развиваемых двигателями, и коэффициентов динамики), а также варианты приложения и сочетания нагрузок.

Вид расчетной схемы определяется конструктивной схемой экскаватора и степенью статической неопределимости отдельных металлоконструкций. Если какая-либо конструкция является внешне статически определимой, то всю расчетную схему можно разбить на две. Одна из них включает статически определимую конструкцию, другая — все остальные конструкции.

Граничными условиями для всей системы являются условия опирания ходового оборудования на грунт. Вследствие того, что грунт неоднороден, граничные условия нельзя считать определенными и постоянными. Поэтому при расчете конструкций выбирают те граничные условия, которые влекут за собой наибольшие напряжения в том или ином узле.

Прежде чем перейти к расчету несущих металлоконструкций, с учетом их совместной работы, целесообразно рассмотреть расчет каждого конструктивного узла отдельно в случае статической определимости или, пренебрегая имеющейся статической неопределимостью, рассматривать в этом случае расчет как первое приближение.

Разработаны программные комплексы, позволяющие осуществить статический и динамический анализы с учетом геометрической и физической нелинейности, ползучести и пластичности, анализа усталостных разрушений, собственных колебаний, устойчивости конструкций, контактных явлений, термоупругих деформирований.

### **Статический расчет экскаваторов**

Статический расчет экскаваторов имеет целью определить: уравновешенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора, силы в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга, опорные реакции и давление на основание (грунт).

#### **Уравновешенность поворотной платформы**

Уравновесить поворотную платформу — значит устранить выход результирующей силы тяжести платформы с механизмами и рабочим оборудованием за пределы периметра опорного круга при повороте платформы (и отвальной консоли — для многоковшового экскаватора) с полной нагрузкой и без нагрузки на рабочем органе.

В процессе экскавации у одноковшовых экскаваторов с малой и средней вместимостью ковша при максимальном вылете рукояти допускаются отрывающие нагрузки в центральной цапфе или захватывающих роликах.

Удерживающий момент  $M_y$  образуется от равнодействующей сил тяжести всех вращающихся частей экскаватора (за исключением рабочего оборудования) на плече относительно оси вращения платформы. В противоположном направлении на платформу экскаватора действует опрокидывающий момент  $M_o$  от силы тяжести рабочего оборудования с грузом, выдвинутым на максимальный вылет.

При определении оптимальных размеров рабочего оборудования, например, драглайна, основной заданной величиной является вместимость ковша или длина стрелы. Если обе величины изменять нежелательно, то прибегают к изменению диаметра опорной базы (в известных пределах). Таким образом, расчет уравновешенности платформы сводится к задаче, в которой среди принятых и заданных величин имеются такие, которые могут быть изменены.

Платформу считают уравновешенной, если при любых возможных положениях поворотной части с ковшом (порожним или груженым) соблюдаются следующие необходимые условия:

- равнодействующая сил тяжести вращающихся частей с рабочим оборудованием не должна выходить за периметр многоугольника, образованного соединением точек касания опорных катков с поворотным кругом;
- перемещения равнодействующей вперед или назад по отношению к центральной цапфе должны быть одинаковыми по величине.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на поворотной платформе и выбором массы противовеса.

*Прямая лопата* (рис. 5.19)

Массу противовеса определяют для двух расчетных положений: I — ковш опущен на почву (силы тяжести ковша и рукояти не создают момента); II — груженный ковш выдвинут на 2/3 вылета рукояти.

Первое положение соответствует возможности смещения равнодействующей назад и отвечает, например, для рабочего оборудования лопаты, моменту начала копания при ковше, лежащем на земле (см. рис. 5.19, а, положение I). При этом подъемный канат ослаблен.



Таким образом, силы тяжести рукояти  $G_p$  и ковша  $G_k$  исключаются из состава опрокидывающих сил. Масса противовеса  $m_{пр1}$  может быть определена из уравнения моментов относительно точки  $A$ . При условии, что равнодействующая  $R_A$  сил тяжести поворотной части экскаватора (с противовесом и рабочим оборудованием) проходит через точку  $A$  (крайнее допустимое положение равнодействующей внутри круга катания с радиусом  $R_o$ ) получим:

$$m_{пр1} = \frac{M_o - M_y}{(r_{пр} - R_o)g} = \frac{G_c(r_c + R_o) - G_1(r_1 - R_o)}{g(r_{пр} + R_o)},$$

где  $G_c$  и  $G_1$  — силы тяжести соответственно стрелы и поворотной платформы с механизмами;  $r_{пр}$ ,  $r_c$ ,  $r_1$  — плечи действия сил.

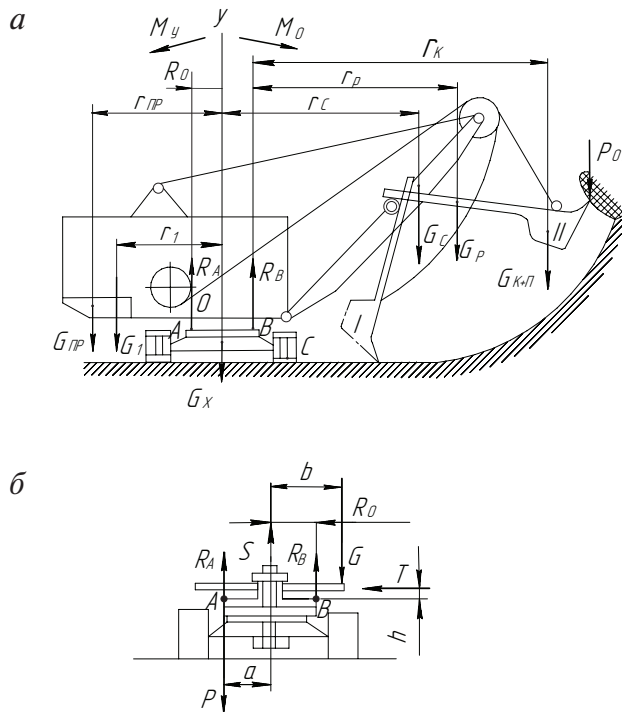


Рис. 5.19. Схемы к определению уравновешенности и устойчивости прямой лопаты:  $a$  — силы, действующие на экскаватор;  $b$  — на поворотную платформу; I, II — расчетные положения;  $M_y$ ,  $M_o$  — моменты удерживающий и опрокидывающий;  $G_{пр}$ ,  $G_1$ ,  $G_c$ ,  $G_p$ ,  $G_{к+п}$ ,  $G_x$  — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, рукояти, ковша с породой, ходовой тележки;  $G$  — равнодействующая сил;  $P_{01}$  — касательная составляющая сопротивления копанью;  $R_A$ ,  $R_B$  — равнодействующие сил тяжести поворотной платформы в I и II положениях;  $T$  — боковая сила;  $P$  — реакция в захватах опорно-поворотного круга;  $a$ ,  $b$ ,  $r_{пр}$ ,  $r_p$ ,  $r_c$ ,  $r_k$ ,  $r_1$  — плечи сил;  $R_o$  — радиус опорно-поворотного круга; A, B, C — расчетные точки

Второе положение соответствует возможности выхода равнодействующей вперед за точку  $B$  (см. рис. 5.19,  $a$ , положение II). При расчете экскаватора средней мощности принимают, что груженный ковш выдвинут на  $2/3$  длины рукояти, а для мощных экскаваторов — на полную ее длину.

Предположим, что равнодействующая  $R_B$  сил тяжести поворотной части экскаватора проходит через точку  $B$ . Тогда масса противовеса из уравнения моментов относительно точки  $B$  будет:

$$m_{\text{пр2}} = \frac{G_c(r_c - R_o) + G_p r_p + G_{\text{к+п}} r_k - G_l(r_l + R_o)}{g(r_{\text{пр}} + R_o)},$$

где  $r_p$  и  $r_k$  — плечи действия сил.

При выборе массы противовеса экскаватора с одним видом рабочего оборудования достаточно получить  $m_{\text{пр1}} = m_{\text{пр2}}$  и принять величину противовеса такой, чтобы  $m_{\text{пр2}} < m_{\text{пр}} < m_{\text{пр1}}$ .

Если масса противовеса для положения II получается больше, чем для положения I, то это указывает на чрезмерное смещение механизмов на платформе вперед, на слишком длинное и тяжелое рабочее оборудование или на то, что выбранный диаметр поворотного круга мал.

Если  $m_{\text{пр2}} < 0 < m_{\text{пр1}}$ , то это свидетельствует об излишне легком или коротком рабочем оборудовании. То же самое может быть и при чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

### *Драглайн*

Массу противовеса для драглайна, как и для лопаты, определяют для двух расчетных положений: I — ковш опущен на землю, стрела поднята на максимальный угол  $\gamma_{\text{max}} = 45\text{--}50^\circ$ , II — ковш с породой поднят к голове стрелы, стрела опущена на минимальный угол  $\gamma_{\text{min}} = 25\text{--}30^\circ$ .

Последовательность расчета уравновешенности платформы драглайна такая же, как и для прямой лопаты.

### **Устойчивость экскаватора**

Коэффициент устойчивости экскаватора определяется отношением суммарного момента удерживающих сил  $M_y$  к суммарному моменту опрокидывающих сил  $M_o$ , взятых относительно оси, проходящей по краю опорных катков гусеничного или базы шагающего ходового устройства. Значение коэффициента должно быть больше единицы, т. е. должно соблюдаться условие:

$$\psi = \frac{\sum M_y}{\sum M_o} > 1.$$

Проверку экскаватора на устойчивость осуществляют для трех состояний: рабочего, нерабочего и транспортного. При этом учитывают ветровую нагрузку  $P_B$ , увеличивающую возможность опрокидывания экскаватора:

$$P_B = p_B F_B K_o,$$

где  $p_B$  — скоростной напор ветра (для нерабочего и транспортного положений машины  $p_B = 1\text{--}2$  кПа, для рабочего положения  $p_B = 0,25\text{--}0,4$  кПа);  $F_B$  — площадь очертания экскаватора в плоскости, перпендикулярной к направлению опрокидывания;  $K_o$  — коэффициент сплошности, для решетчатых ферм  $K_o = 0,4\text{--}0,6$ , для механизмов  $K_o = 0,6\text{--}0,8$ .

#### *Прямая лопата*

Расчет устойчивости проводят исходя из условия, что экскаватор должен иметь возможность реализовать максимальные силы на ковше при работе поперек гусениц. Опрокидывающий и удерживающий моменты рассчитывают по отношению к оси, проходящей по краю опорных катков.

Расчет ведут для четырех основных случаев: отрыв тяжелого препятствия; наиболее неблагоприятный случай нормальной работы; движение на наибольший преодолеваемый подъем и спуск по наибольшему уклону.

В первом случае принимают средний вылет рукояти ковша, при котором подъемный канат имеет вертикальное направление, а зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала; экскаватор стоит на горизонтальной площадке; ковш пустой. Сила в подъемном канате максимальная.

Из уравнения моментов относительно оси напорного вала определяют максимальную силу  $P_{01\max}$  на зубьях ковша. При этом момент на валу двигателя подъема близок к стопорному. Так как вся мощность затрачивается на подъем ковша, напорная сила в расчет не вводится. Опрокидывающий момент представляет собой сумму произведений касательной силы  $P_{01\max}$ , сил тяжести ковша, рукояти и стрелы на соответствующие плечи сил. Действие напорной силы «на себя» учитывают только при расчете экскаваторов большой мощности. В этом случае сила напора соответствует стопорному моменту на валу двига-

теля напора. Удерживающий момент создается силами тяжести всех частей экскаватора, находящихся слева от точки *С*. Опрокидывание одноковшового экскаватора в забое практически исключено, так как, отключив подъемный двигатель, можно сразу восстановить устойчивое положение машин.

Во втором случае, наиболее неблагоприятном при нормальной работе экскаватора, рассматривают грузеный ковш на полном вылете, силу на зубьях ковша определяют по рабочему значению силы подъема с учетом угла наклона каната к рукояти. Силу напора, действующую «на себя», принимают равной половине рабочей силы напора. Подъемную и напорную силы рассчитывают при номинальных значениях скоростей подъема и напора.

Для экскаваторов большой мощности в расчет вводят полную напорную силу. Следует иметь в виду, что для восьмигусеничных экскаваторов плечи сил берутся относительно оси плунжеров гидравлических цилиндров нижней рамы.

Рекомендуемый запас устойчивости для двух рассмотренных случаев  $1,1 > \psi > 1,05$ . Большее значение  $\psi$  указывает на излишнюю массу экскаватора для данных значений силы подъема и радиуса действия.

При передвижениях с точки зрения устойчивости опасны преодоление наибольшего подъема и спуск по наибольшему уклону. В том и другом случае учитывают скоростной напор ветра (0,25 кПа), действующего в направлении, уменьшающем устойчивость экскаватора. Запас устойчивости  $\psi$  принимают не менее 1,2.

Для движения на подъем с углом  $\alpha_{\max}$  (рис. 5.20, а) стрелу устанавливают (если это возможно) под минимальным рабочим углом к поверхности перемещения, рукоять имеет максимальный вылет с порожним ковшом у земли. При спуске под углом  $\alpha_{\max}$  (рис. 5.20, б) стрела находится под максимальным углом к рабочей площадке, рукоять висит вертикально. Принимают, что линия опрокидывания проходит по краю опорной поверхности гусениц в точках *А* и *В*. Следует иметь в виду, что из-за проседания гусениц, особенно при движении под уклон, действительный наклон пути может оказаться значительно больше расчетного. Поэтому предварительно определяют максимальное давление  $p_{\max}$  экскаватора на грунт, которое не должно превосходить допускаемого для данной почвы. В противном случае экскаватор должен передвигаться по настилу.

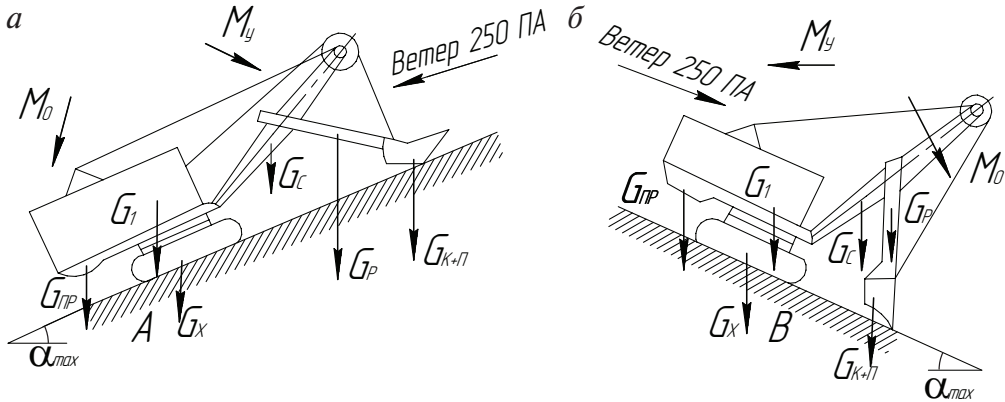


Рис. 5.20. Схемы к определению устойчивости прямой лопаты:

*а* — при подъеме; *б* — при спуске;  $M_y$ ,  $M_o$  — моменты удерживающий и опрокидывающий;  $G_{пр}$ ,  $G_1$ ,  $G_c$ ,  $G_p$ ,  $G_{к+п}$ ,  $G_x$  — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, рукояти, ковша с породой, ходовой тележки; *A*, *B* — расчетные точки;  $\alpha_{max}$  — угол подъема или уклона пути;  $P_{max}$  — максимальное давление на грунт

### Драглайн

Устойчивость драглайна определяют при следующих условиях (рис. 5.21): экскаватор стоит на площадке с наклоном 10–12°; стрела находится под максимальным рабочим углом  $\gamma_{max} = 25\text{--}30^\circ$ , груженный ковш — на полном вылете. Опрокидывающий момент рассчитывают с учетом центробежных сил, появляющихся при вращении поворотной платформы с угловой скоростью  $w_{max}$ . Момент берется относительно линии, проходящей по краю опорной базы (точка *A*). Опрокидывающий момент  $M_{оА}$  определяют по формуле:

$$M_{оА} = [G_c(r_c + h_c \operatorname{tg} \alpha) + G_{к+п}(r_{к+п} + h_{к+п} \operatorname{tg} \alpha)] \cos \alpha + \\ + \frac{w_{max} [G_c(r_c + 0,5B)h_c + G_{к+п}(r_{к+п} + 0,5B)h_{к+п}]}{g},$$

где  $G_c$  и  $G_{к+п}$  — силы тяжести соответственно стрелы и ковша с породой;  $r_c$ ,  $r_{к+п}$ ,  $h_c$ ,  $h_{к+п}$  — плечи сил, м;  $B$  — ширина базы.

Удерживающий момент  $M_{уА}$  определяют как сумму моментов сил тяжести всех узлов экскаватора ( $G_1$ ,  $G_6$ ,  $G_{пр}$ ), кроме рабочего оборудования, также относительно точки *A*;  $h_1$ ,  $h_6$ ,  $h_{пр}$  — высоты центров тяжести узлов экскаватора. Необходимый запас устойчивости  $1,15 > \psi > 1,1$ .

Для экскаваторов большой мощности допускается угол  $\alpha \leq 7^\circ$ , а запас устойчивости увеличивается до 1,17–1,2.

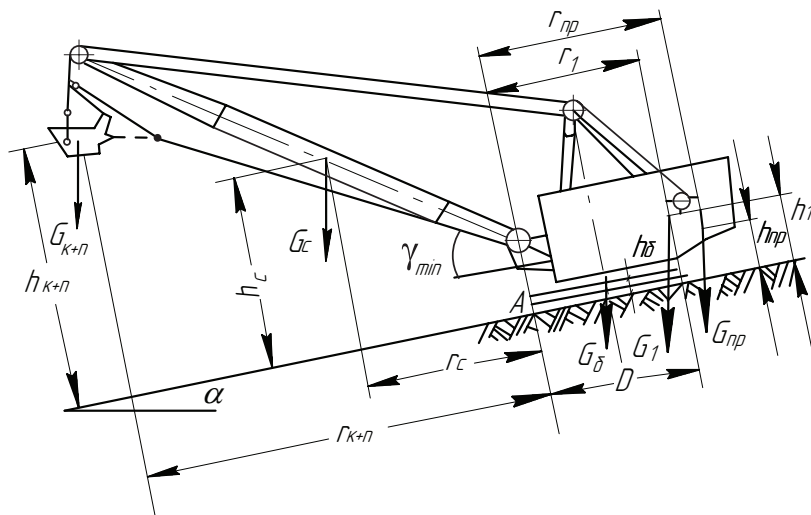


Рис. 5.21. Схема к определению устойчивости драглайна:

$G_{np}$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_{к+п}$ ,  $G_6$  — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, ковша с породой, опорной базы;  $r_{np}$ ,  $r_2$ ,  $r_{к+п}$ ,  $r_1$  — плечи сил;  $h_{np}$ ,  $h_2$ ,  $h_{к+п}$ ,  $h_1$ ,  $h_6$  — расстояние от грунта до точек приложения сил;  $D$  — диаметр опорной базы;  $\alpha$  — угол наклона пути;  $\gamma_{min}$  — угол наклона стрелы

При указанном выше коэффициенте устойчивости давление в точке  $A$  не должно превышать 0,25 МПа. Если фактический запас устойчивости получается большим, то это указывает на возможность увеличения длины стрелы или массы ковша при оснащении экскаватора более мощным рабочим оборудованием.

## 5.6. Определение производительности одноковшовых экскаваторов

К основным факторам, влияющим на производительность экскаватора, относят следующие:

- трудность разработки горной массы, которая оценивается категорией породы и ее состоянием. При разработке, например, влажной глинистой породы, которая налипает на ковш, уменьшается полезный объем последнего и увеличивается продолжительность цикла из-за более длительной разгрузки ковша. В зимних усло-

виях плохо раздробленный мерзлый грунт также снижает коэффициент наполнения ковша;

- технические данные, состояние и надежность экскаватора;
- квалификация машиниста;
- качество забоя, оцениваемое его высотой, условиями подхода транспорта к месту погрузки, освещенностью;
- организация работ, зависящая от достаточности транспортных средств, состояния дорог, своевременного снабжения топливом, энергией, запасными частями и т. п.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительности экскаватора.

*Теоретическая производительность* экскаватора — количество продукции (в тоннах или кубических метрах), которое может быть выработано в единицу времени (обычно за час) при непрерывной его работе. Условия работы считают предположительно одинаковыми для всех машин, коэффициенты наполнения ковша  $K_n$  и разрыхления породы  $K_p$  принимают равными единице. У одноковшовых экскаваторов при расчете теоретической производительности принимают: угол поворота на выгрузку ( $90^\circ$  — лопат и  $135^\circ$  — у драглайнов), высоту черпания (до уровня напорного вала — для лопат), скорости рабочих движений и удельные сопротивления породы копанию.

Теоретическая производительность машины всегда одинакова, и повысить ее можно только внесением усовершенствований в конструкцию. Поэтому теоретическая производительность позволяет сравнивать различные машины и оценивать их совершенство. Теоретическая производительность машины указывается в ее паспорте.

*Техническая производительность* — максимальная производительность экскаватора при его непрерывной работе в данном забое за единицу времени [13]. Рассчитывается с учетом конкретных условий работы: категорий пород, разрыхления породы и наполнения ковша при непрерывной работе, а также с учетом перерывов в работе, неизбежных для данного типа машины (например, у одноковшового экскаватора при его передвижении). Сравнивая техническую производительность экскаваторов, рассчитанную для одинаковых условий, можно выяснить, какая машина лучше подходит для данных условий.

*Эксплуатационная производительность* — это действительный объем горной массы, отработанный экскаватором за определенный период эксплуатации. Ее рассчитывают с учетом неизбежных организацион-

ных и технологических простоев: потерь времени на приемку смены и осмотр машины, смазку, замену подвижного состава. Эксплуатационная производительность численно меньше технической. Ее величина отражает совершенство организации работы экскаватора и всех обслуживающих его машин. Эксплуатационная производительность может быть сменной, месячной и годовой (в последних случаях учитывают потери времени на ремонтные осмотры, текущие и капитальные ремонты). В наибольшей мере характеризует организацию работы на данном предприятии (не только по добыче полезного ископаемого, но и по обслуживанию экскаваторов, снабжению их запасными частями) годовая производительность экскаватора.

Теоретическая (часовая)  $Q_{тч}$ , м<sup>3</sup>/ч, производительность экскаватора по рыхлой массе

$$Q_{тч} = 60 E n_z,$$

где  $E$  — вместимость ковша, м<sup>3</sup>;  $n_z$  — число разгружаемых в минуту ковшей, мин<sup>-1</sup>.

Для одноковшовых экскаваторов в технической характеристике дается длительность цикла  $t_{ц}$ , а величину  $n_z$  рассчитывают по формуле:

$$n_z = \frac{60}{t_{ц}}.$$

Продолжительность цикла обычно указывается для угла поворота, равного 90°. Для углов поворота, отличных от 90°, время цикла умножают на коэффициент корректировки.

Техническая производительность:

$$Q_{тех} = \frac{Q_{тч} K_n t_p}{(t_p + t_{п}) K_p} = \frac{60 E n_z t_p K_{эк}}{t_p + t_{п}},$$

где  $K_n$  и  $K_p$  — коэффициенты соответственно наполнения ковша и разрыхления породы (по справочнику  $K_n = 0,8-1,1$  и  $K_p = 1,1-1,5$ );  $t_p$  — длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки;  $t_{п}$  — длительность одной передвижки;  $K_{эк} = K_n/K_p$  — коэффициент экскавации.

Эксплуатационная производительность:

$$Q_{э} = Q_{тех} T_c K_b,$$

где  $T_c$  — длительность смены;  $K_b$  — коэффициент использования экскаватора по времени (для экскаваторов, работающих с погрузкой в же-



лезнодорожные вагоны,  $K_b = 0,55-0,8$ ; с погрузкой в автосамосвалы, на конвейеры и отвал  $K_b = 0,8-0,9$ .

Годовая производительность экскаватора:

$$Q_{\text{эг}} = Q_{\text{э}} n_c,$$

где  $n_c$  — число рабочих смен в году.

---

## Контрольные задания

---

1. Укажите особенности конструктивных схем одноковшовых экскаваторов с различными видами рабочего оборудования.
2. Объясните конструктивные и технологические особенности экскаваторов с оборудованием прямая и обратная лопаты.
3. Поясните конструктивные и технологические особенности погрузочного рабочего оборудования гидравлического экскаватора.
4. Дайте характеристику рабочего оборудования драглайнов (шагающих экскаваторов).
5. Поясните особенности компоновочных схем механизма подъема — с однобарабанным и двухбарабанным механизмами.
6. Назовите общие требования к компоновке механизмов на поворотной платформе.
7. Назовите основные факторы, определяющие производительность одноковшового экскаватора.

## 6. ЭКСКАВАТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

### 6.1. Назначение, область применения и классификация экскаваторов непрерывного действия

Экскаваторы непрерывного действия являются выемочно-погрузочно-транспортными агрегатами, состоящими из трех машин — выемочной, погрузочной и транспортной [17, 25].

Предназначены для разработки однородных грунтов преимущественно осадочного происхождения, а также мерзлых грунтов.

Применяются следующие типы экскаваторов непрерывного действия — роторные (рис. 6.1), цепные (рис. 6.2) и фрезерные (рис. 6.3).

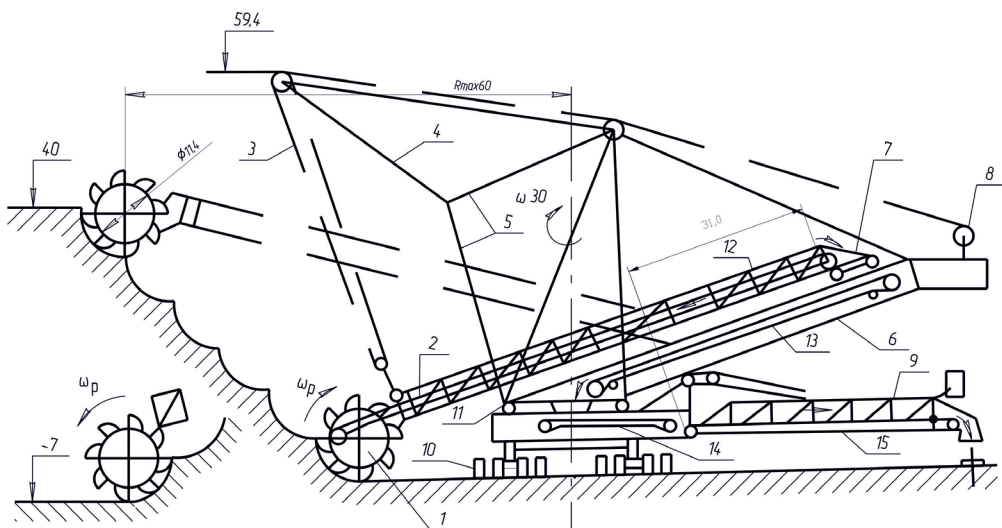


Рис. 6.1. Конструктивная схема роторного экскаватора с выдвижной стрелой:

1 — ротор; 2 — выдвижная стрела; 3 — подвеска стрелы; 4 — пилон; 5 — надстройка; 6 — стрела противовеса; 7 — выдвижная тележка; 8 — лебедка подъема стрелы; 9 — отвалная консоль; 10 — гусеничная тележка; 11 — поворотная платформа; 12 — конвейер роторной стрелы; 13 — конвейер стрелы противовеса; 14 — перегрузочный конвейер; 15 — отвальный конвейер

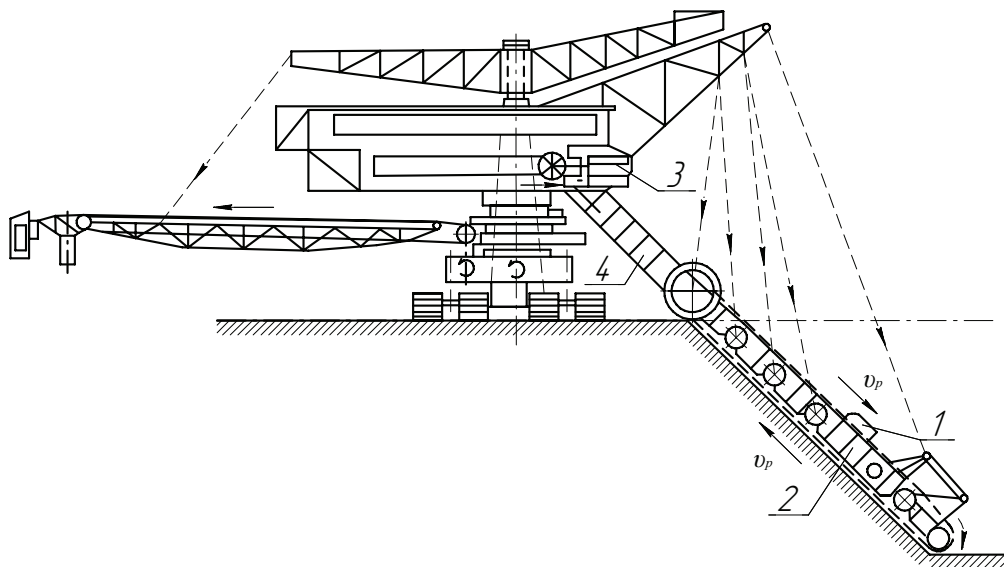


Рис. 6.2. Конструктивная схема многоковшового цепного экскаватора с гусеничным ходовым оборудованием:

1 — ковш; 2 — ковшовая рама; 3 — приводная звездочка; 4 — приемный желоб

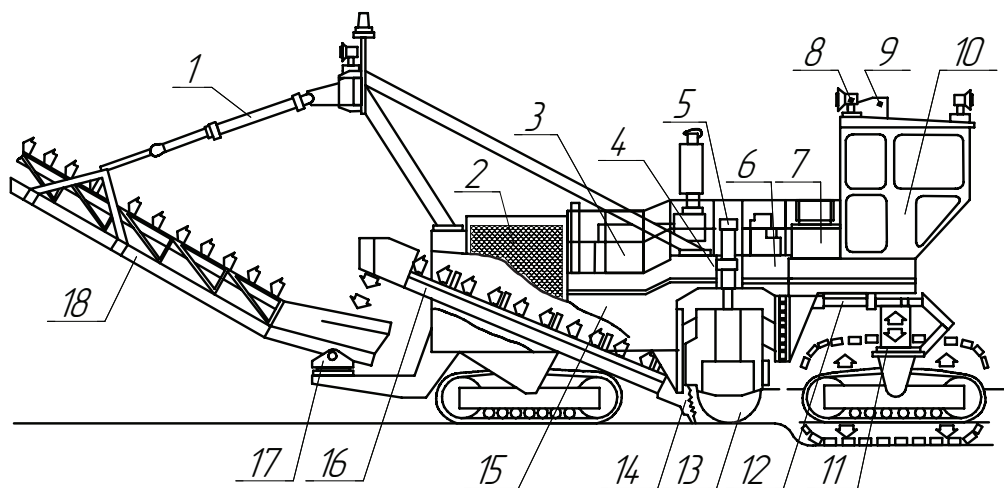


Рис. 6.3. Схема фрезерного экскаватора Wirtgen:

1, 5, 12 — гидроцилиндры; 2 — радиатор; 3 — двигатель; 4 — бак для гидравлической жидкости; 6 — бак для воды; 7 — коробка передач; 10 — кабина оператора; 11 — механизм регулирования по высоте; 13 — режущий барабан; 14 — скреперный нож; 15 — топливный бак; 16 — приемный конвейер; 17 — поворотный стол; 18 — разгрузочный конвейер

## 6.2. Рабочее оборудование экскаваторов

### Роторные экскаваторы

Значительная вариация условий применения роторных экскаваторов явилась причиной большого разнообразия конструктивных решений их рабочего оборудования (табл. 6.1).

Таблица 6.1

**Классификация рабочего оборудования роторных экскаваторов по конструктивно-компоновочным признакам**

Классификационный признак	Вариант исполнения
Конструктивное исполнение стрелы ротора	Постоянной длины и с фиксированной точкой опоры
	Раздвижная с фиксированной точкой опоры
	Постоянной длины и с выдвижной точкой опоры
Схема подвески стрелы ротора	Полиспастная
	Вантовая (стержневая)
	Гидравлическая
Расположение оси вращения ротора относительно оси барабана приемного конвейера	Параллельное
	Под углом в горизонтальной плоскости
	Под углом в вертикальной плоскости
	Под углом в горизонтальной и вертикальной плоскостях
Расположение приемной части конвейера относительно ротора	Боковое
	Внутри ротора
	За ротором
Способ разгрузки ковшей	Гравитационный
	Инерционный (центробежный)
	Комбинированный
Конструкция ротора с гравитационной разгрузкой ковшей	Камерная
	Бескамерная
	Полукамерная (комбинированная)
Конструкция разгрузочного сектора	Неподвижная
	Подвижная
Конструкция приемно-питающего устройства бескамерного (полукамерного) ротора	С неподвижным желобом
	С вращающимся конусом
	С барабанным (роликовым) питателем

Окончание табл. 6.1

Классификационный признак	Вариант исполнения
Конструкция приемно-питающего устройства бескамерного (полукамерного) ротора	С тарельчатым питателем
	С ленточным питателем
	С питателем комбинированной конструкции
Конструкция экскавирующих элементов	С ковшами
	С ковшами и дополнительными (промежуточными) режущими элементами
Тип привода	Электрический
	Электрогидравлический
	Гидравлический
Привод вращения и подачи ротора	Одноводвигательный
	Многодвигательный

Рабочее оборудование роторных экскаваторов включает в себя рабочий орган — ротор с ковшами (рис. 6.4), приемно-питающее устройство (рис. 6.5) и стрелу (рис. 6.6).

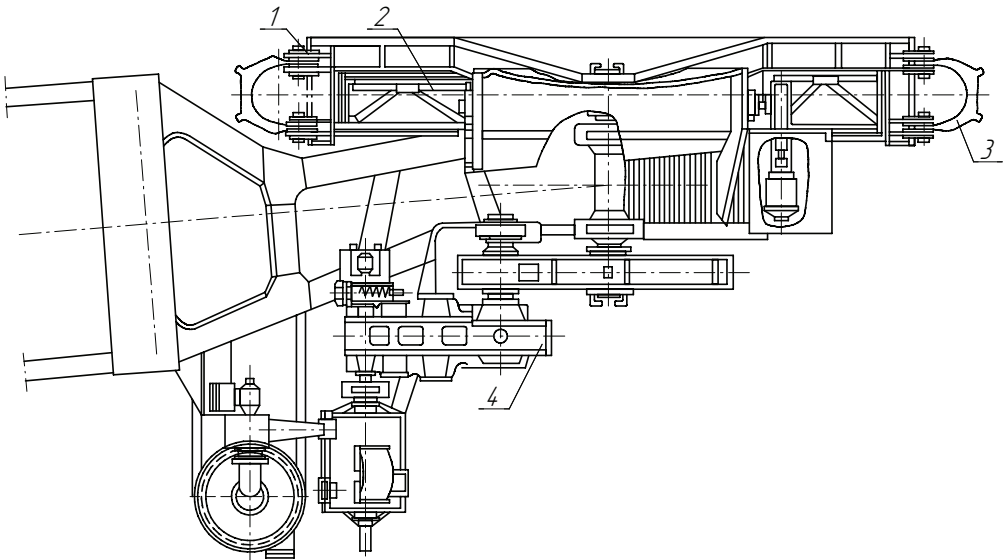


Рис. 6.4. Ротор:

1 — колесо; 2 — обечайка; 3 — ковш; 4 — привод

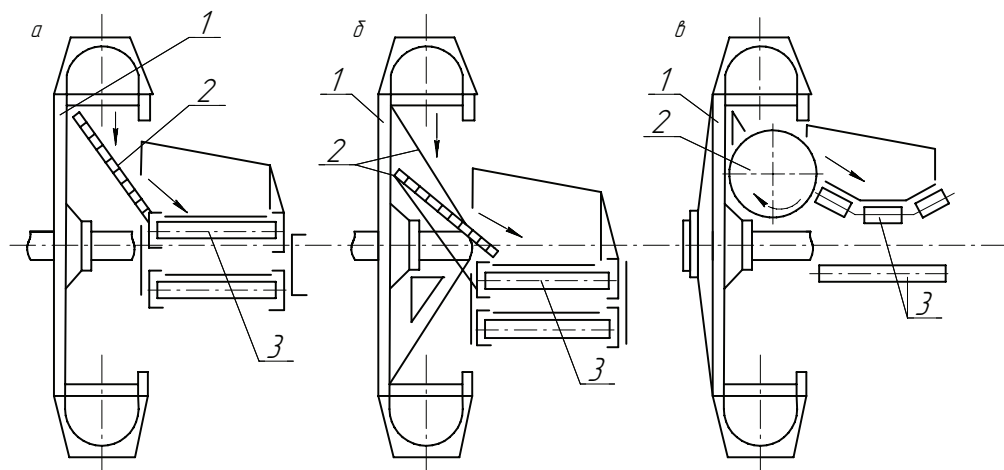


Рис. 6.5. Конструктивные схемы приемно-питающих устройств ротора бескамерного типа:

*а* — неподвижный желоб; *б* — вращающийся конус; *в* — барабанный питатель;  
1 — ротор; 2 — приемно-питающее устройство; 3 — конвейер

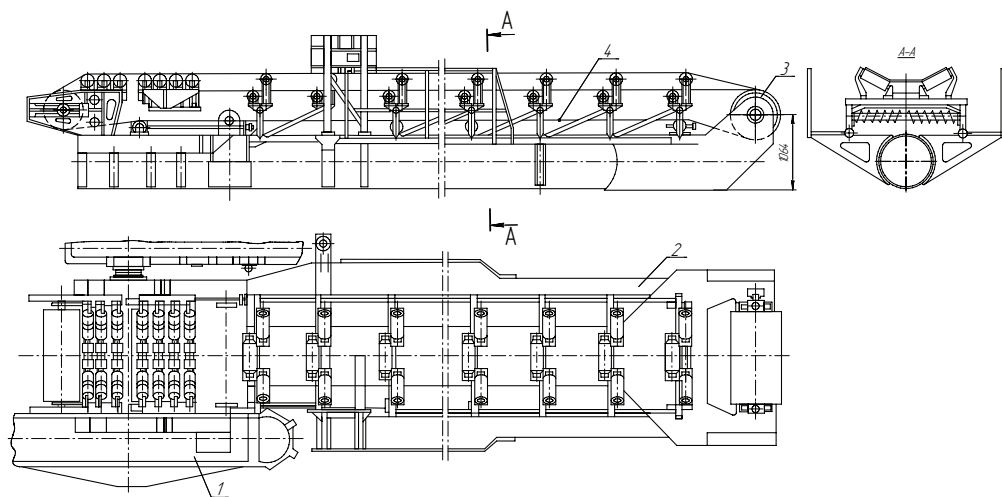


Рис. 6.6. Стрела ротора с приемным конвейером:

1 — ротор; 2 — стрела; 3 — приводной барабан; 4 — конвейер

Тип рабочего органа роторного экскаватора определяется способом разгрузки ковшей (рис. 6.7).

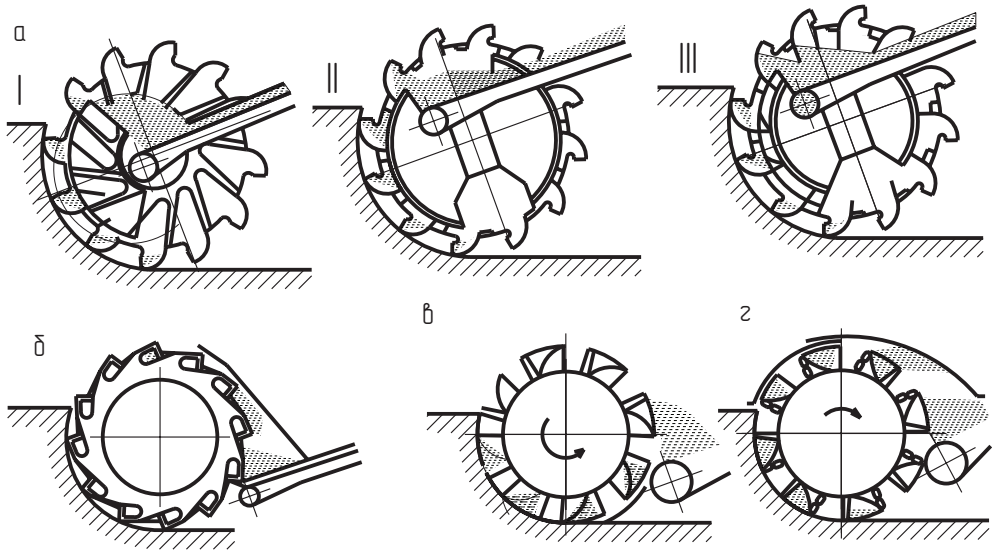


Рис. 6.7. Схемы основных типов роторов:

а — с гравитационной боковой разгрузкой (I — камерный, II — бескамерный, III — полукамерный); б — с гравитационной прямой разгрузкой через переднюю (заборную) часть ковшей; в — с инерционной разгрузкой; г — с комбинированной разгрузкой

Камерные роторы благодаря значительной жесткости конструкций и небольшой высоте падения материала на конвейер при выгрузке успешно применяются для экскавации крепких грунтов.

Наибольшее применение в современных конструкциях роторных экскаваторов нашли бескамерные роторы с гравитационной разгрузкой, как наиболее универсальные. Полукамерные роторы, установленные на некоторых сверхмощных экскаваторах, являются определенным развитием бескамерных. В таких конструкциях обеспечены: достаточная разрыхленность грунта в ковшах (в связи со значительным резервом емкости), ускоренный процесс разгрузки и значительно меньшие ударные нагрузки на конвейер благодаря уменьшенной высоте падения грунта.

*Экскавирующие элементы рабочего органа.* С применением роторных экскаваторов для разработки прочных грунтов с целью ограничения динамики нагрузок на рабочем оборудовании возникла необходимость дробного деления срезаемой поясом ковша стружки. Конструктивно это достигается увеличением числа ковшей, установкой между ними промежуточных режущих элементов в виде поясов, ножей, резцов («клыков») или специальным исполнением режущего пояса ковша.

С учетом условий эксплуатации экскаватора технические решения режущей части ковша могут быть объединены в пять основных групп по назначению [11].

**I группа.** Объединяет конструкции, выполненные в виде сплошного режущего пояса без зубьев с радиальным расположением боковых кромок. Такие конструкции применяют для разработки песчаных, супесчаных и суглинистых грунтов, имеющих незначительную связность, прочность и хорошо рыхлящихся при резании. Они отличаются простотой, технологичностью изготовления и удобством обслуживания.

**II группа.** Отличается расположением боковых кромок под углом в сторону вращения с наличием выступов, выполненных заодно с козырьком, либо одиночных (сдвоенных) зубьев, установленных по обеим сторонам пояса. Такие конструкции обычно применяют при разработке суглинков и глин, образующих стружку в виде отдельных кусков. На малосвязных грунтах при таких поясах получают наименьшую энергоемкость экскавации. Наряду с энергетическими выгодами, данные конструкции просты, технологичны, надежны и ремонтпригодны (рис. 6.8, а).

**III группа.** Конструкции режущих поясов с радиально расположенными боковыми кромками. Пояса оснащаются несколькими резцами с ориентацией их режущих кромок по контуру кромок пояса. Они предназначены для резания грунтов, имеющих абразивные включения и прослойки повышенной прочности. Резцы предохраняют козырек от интенсивного износа (рис. 6.8, б).

**IV группа.** Режущие пояса с расположением боковых кромок под углом в сторону, обратную вращению. Резцы устанавливают на режущих поясах по контуру кромок пояса. Такие конструкции пригодны для разработки связных, плотных глин, бурых углей (рис. 6.8, в).

**V группа.** Объединяет конструкции, обеспечивающие автономное раздельное отделение элементов стружки каждым резцом при разработке вязких, плотных, крупнотрещиноватых грунтов, а также грунтов сложно-структурного строения. Режущий пояс этих конструкций имеет боковые кромки, расположенные под постоянным или увеличивающимся углом наклона в сторону, обратную вращению ротора, а режущие кромки резцов в сечении стружки ориентированы взаимно параллельно, обеспечивая согласно общей их направленности ту или иную схему деления сечения стружки на элементы (рис. 6.8, г).



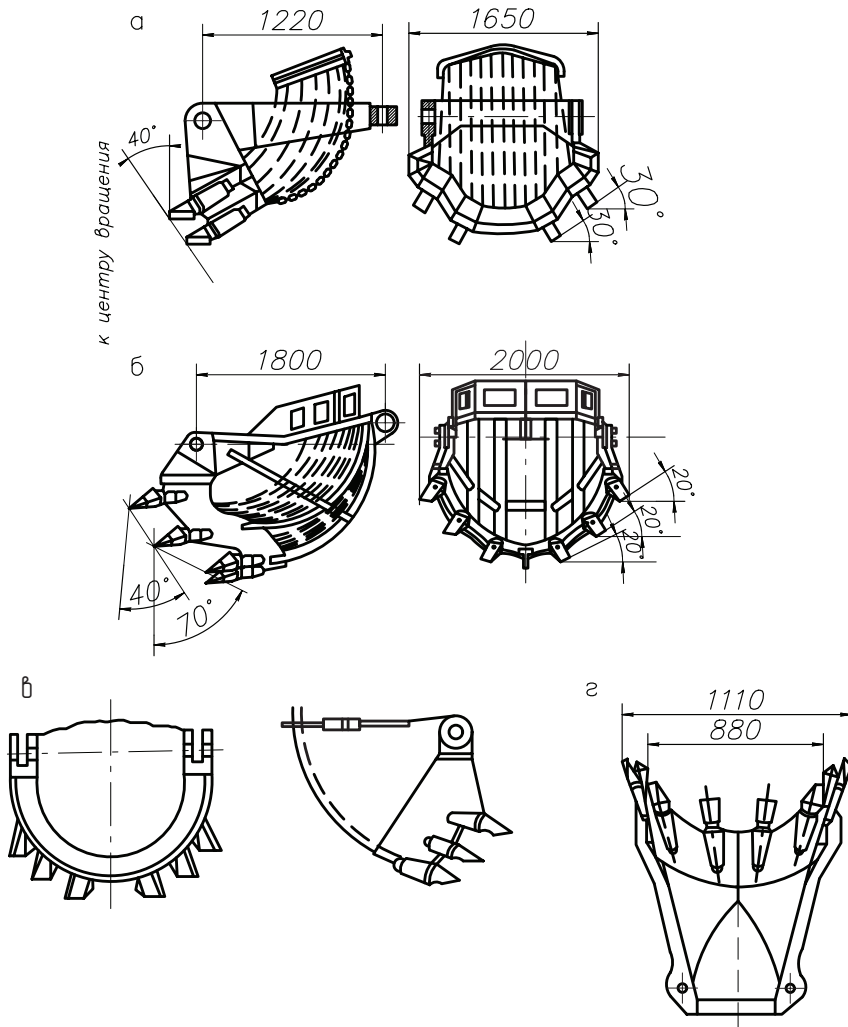


Рис. 6.8. Конструкции ковшей:

а — ковш II группы; б — ковш III группы; в — ковш IV группы; г — ковш V группы

Применительно к современным роторным экскаваторам с неподвижной стрелой ротора, снимающим стружку серповидной формы в плане, предпочтительным оказывается режущий пояс с арочным расположением кромок резцов и их ориентацией в сечении стружки параллельно между собой под углом к условной оси симметрии пояса, а в ряде случаев — с комбинированной ориентацией кромок. В плоскости вращения ротора боковые кромки режущего пояса расположены под углом к радиальной плоскости, увеличивающимся в сто-

рону, обратную вращению. Такая конструктивная схема режущего пояса позволяет надежно делить сечение стружки на отдельные элементы при регулировании скорости боковой подачи ротора в широком диапазоне, требуемом для поддержания постоянства производительности. Конструкция обуславливает устойчивое движение ротора, как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях с наименьшими потерями срезаемого материала при заборе его ковшем, а также использование резцов одного типа независимо от места их установки на режущем поясе.

*Корпуса ковшей.* Предпочтительные технические решения корпуса ковша могут быть объединены в три основные группы по назначению:

- корпус ковша цельной конструкции в виде оболочки со сплошной поверхностью, применяют для экскавации неналипающих и ненамерзающих пород;
- конструкции корпуса, имеющего цепную заднюю стенку, применимы при разработке слабо налипающих и намерзающих пород;
- конструкции корпуса каркасного типа с охватываемым цепным днищем, предназначены для экскавации жирных вязких глин и влажных углей.

### **Породоразрушающие элементы**

Существенное значение для эффективности экскавации имеет конструктивное исполнение породоразрушающих элементов. Это относится, в основном, к их режущей части, а также к креплению их на несущей конструкции. Используемые на практике конструктивные решения породоразрушающих элементов весьма разнообразны. На рис. 6.9 показаны зубья ковшей роторных экскаваторов. Для экономии легированных сталей и снижения трудоемкости замены зубьев разработаны составные зубья, базовая часть которых состоит из обычных сортов стали и приваривается к козырьку ковша, из качественной стали изготавливается только сменная коронка.

### **Приемно-питающие устройства**

Конструктивно запорный сектор рабочего органа с гравитационным ротором выполняется в виде единой конструкции, называемой обечайкой, включающей направляющие точки сектора разгрузки.

Для каждой разновидности гравитационного рабочего органа (камерного, полукамерного и бескамерного) запорный сектор имеет свои особенности. При камерном роторе запорный сектор выполняется в виде плоского щита, устанавливаемого со стороны камерных окон, при бескамерном — в виде цилиндрического щита, размещаемого в полости ротора, а при полукамерном — в виде комбинированной конструкции из плоского и цилиндрического щитов.

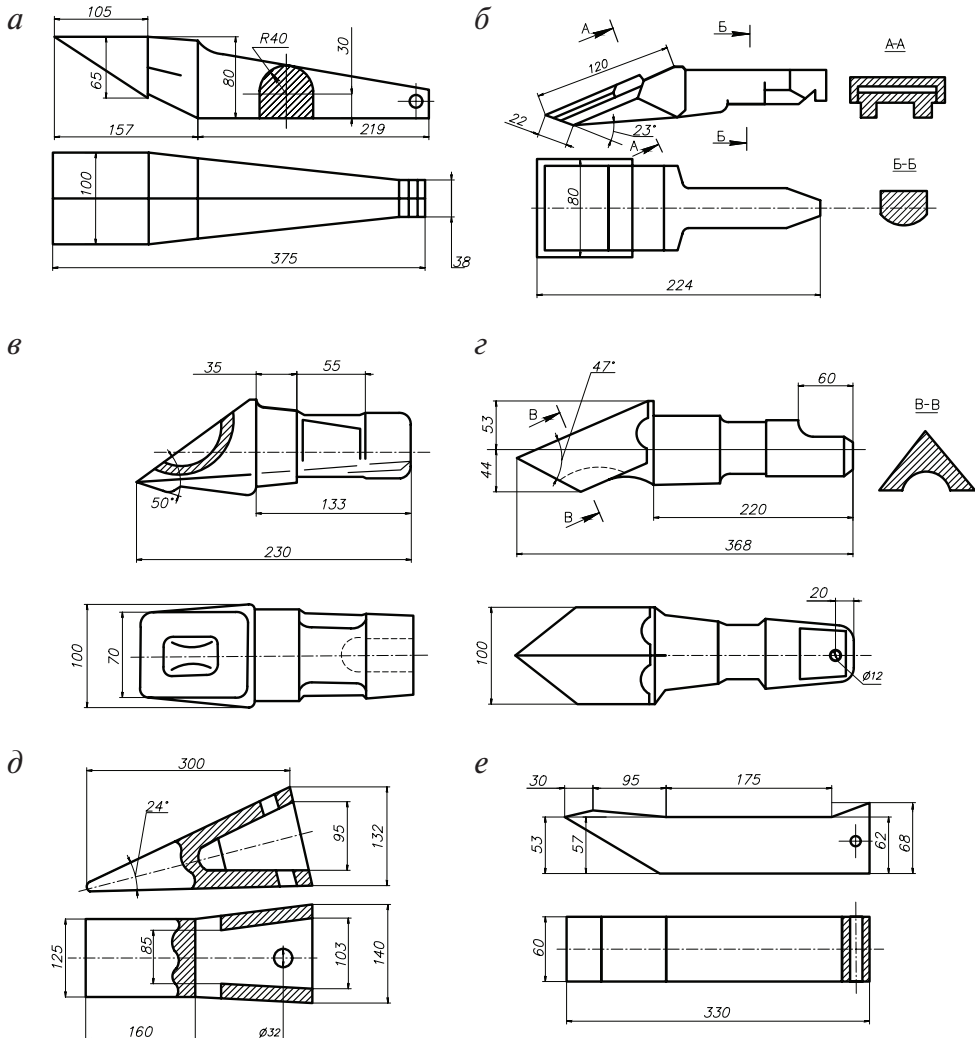


Рис. 6.9. Резцы и коронки роторных экскаваторов:

*a* — ЭРГ-1600, ЭРШР-5000; *б* — SRs (k)-470, SRs (k)-2000 (ГДР); *в* — ЭР-1250, ЭР-1250Д (Донецгормаш); *г* — ЭРГ-120 (ДПИ — Днепропетровский политехнический институт, Украина); *д* — ЭР-1250 Д, ЭРП-1250; *е* — SRs(k)-470 (УкрНИИпроект, г. Киев)

Запорный сектор должен обеспечивать: надежное удержание грунта от преждевременной выгрузки из ковшей; минимально возможные просыпи в зазор между ободом ротора и сектором; минимальное сопротивление от сил трения; достаточно высокую износостойкость, невозможность возникновения расклинивающих и стопорящих сил между неподвижной обечайкой и вращающимся ротором.

При разработке бескамерным гравитационным ротором кусковой среды в силу достаточно большой линейной скорости резания (до 3 м/с) поступающие в нижние ковши куски в первоначальный момент соприкосновения с ковшами находятся под преобладающим действием инерционной силы самой массы куска, что обуславливает их ускоренное продвижение по днищу к задней стенке ковша вплоть до выхода внутрь ротора через подковшовое окно. Проникновение внутрь ротора кусков, особенно крепких, может привести к их заклиниванию между задней стенкой ковша и нижней кромкой запорного сектора и, как следствие, к разрушениям обечайки. В современных конструкциях рабочих органов с бескамерным ротором для предупреждения таких явлений запорный сектор, встраиваемый в обечайку, перекрывает всю нижнюю часть обода ротора.

Инерционный (центробежный) рабочий орган в качестве запорного сектора имеет щиток цилиндрического очертания, встроенный в неподвижный козырек, который соединен с приемным бункером. Поскольку запорный сектор представляет собой как бы продолжение поверхности забоя, при наличии зазора между верхней кромкой забоя и щитком не исключается возможность заклинивания кусков между задней стенкой ковша и щитком. В связи с этим в дополнение к перечисленным выше требованиям, предъявляемым к конструкции запорного сектора, последний должен обладать упругодемпфирующими свойствами с целью поддержания в процессе работы минимального зазора между щитком и кромкой забоя.

Поступающая из разгружающихся ковшей масса грунта принимается и передается на конвейер роторной стрелы приемно-питающими устройствами. Наибольшее число разновидностей этих устройств применяют при гравитационном бескамерном роторе. Это связано с необходимостью: приема выгружаемого из ковша грунта и сообщения ему скорости, по направлению и значению близкой к скорости ленты приемного конвейера; обеспечения требуемой пропускной способности при пульсирующем характере потока массы и изменяющихся

углах наклона роторной стрелы; полного перекрытия сектора разгрузки; обеспечения достаточно высокой надежности и износостойкости конструкции при минимально возможной массе. Наиболее сложно решать эти задачи для условий экскавации влажных, липких грунтов и крепких, кусковатых грунтов повышенной абразивности.

Практика экскаваторостроения показывает, что по основным эксплуатационным факторам (надежности, ремонтпригодности, стойкости к ударным нагрузкам, ограниченной интенсивности налипания и намерзания) предпочтительны приемно-питающие устройства бескамерного типа в виде неподвижного желоба.

При этом надежность работы на влажных, липких грунтах достигается футерованием неподвижного желоба, направляющих и прилегающих течек приемного бункера (даже при вращающемся конусе и барабане) гидрофобными износостойкими материалами типа высокомолекулярного полиэтилена низкого давления. Вместе с тем ни одна из названных конструкций в полной мере не удовлетворяет требованию необходимости сообщать выгружаемому из ковшей грунту скорость, соответствующую скорости ленты приемного конвейера. В наибольшей степени этому требованию удовлетворяет тарельчатый питатель, однако сложность конструкции, трудности перекрытия сектора разгрузки при больших диаметрах ротора и прочие причины не позволяют его рекомендовать в качестве предпочтительного, кроме как для экскаваторов малой мощности.

При применении в качестве приемно-питающего устройства неподвижного желоба его рабочие поверхности, воспринимающие поток выгружаемого грунта, устанавливают так, чтобы угол наклона их к горизонту оставался равным не менее  $50\text{--}55^\circ$  (по условиям предупреждения интенсивного налипания и намерзания материала) при всех возможных положениях стрелы ротора.

Для снижения ударных нагрузок на ленту приемного конвейера и формирования потока грунта с минимальной поперечной (по отношению к оси конвейера) скоростью в нижней части основной поверхности желоба устраивают ступень с уменьшенным углом наклона. Куски грунта, отскакивая от этой ступени, ударяются в борт приемной части конвейера и падают на ленту с практически нулевой поперечной скоростью.

При использовании в качестве приемно-питающего устройства конической внутренней поверхности самого ротора работа перегрузочного узла на влажных, липких грунтах протекает более эффективно.

Происходит непрерывная очистка поверхности конуса от налипающей породы боковыми неподвижными скребками, которые выполнены заодно с направляющими течками сектора разгрузки. Однако здесь также угол наклона образующей конуса к горизонту рекомендуется принимать достаточно большим — около  $60^\circ$ , чтобы наклон поверхности скребков к горизонту оставался не менее  $50\text{--}55^\circ$ . Устройство при простоте конструкции обеспечивает относительно равномерное распределение изменяющегося потока грунта по рабочей поверхности и равномерный износ последней.

Однорабанный питатель эффективно используется также в комплексе с неподвижными скребками, образующими одновременно и направляющую поверхность для потока ниже барабана. Потребность в специальном приводе усложняет и утяжеляет конструкцию, обуславливает снижение надежности устройства. Поэтому его применяют в основном на мощных экскаваторах при специальной компоновке рабочего органа, например, с целью обеспечения необходимого угла наклона неподвижного желоба.

При рабочем органе с центробежной разгрузкой выгружаемая из ковшей масса грунта подается непосредственно на приемную часть конвейера роторной стрелы, а скорость потока согласуется со скоростью конвейерной ленты [11].

В связи с возможностью значительного рассеяния выгружаемого материала под действием центробежных сил (рассеяние возможно по всей окружности) к конструкции данного рабочего органа предъявляются жесткие требования в отношении ориентации сектора разгрузки и запорного сектора: изменение их ориентации относительно вынимаемой стружки в зависимости от угла наклона стрелы ротора допускается незначительным. Конструктивно выполнения этого требования достигают применением шарнирного соединения рамы приемной части конвейера с основной стрелой ротора и введением специальной корректирующей тяги, которая оставляет приемную часть конвейера ориентированной на подъем материала независимо от угла наклона стрелы ротора, но при соответствующей ориентации запорного и разгрузочного секторов, изменяющих наклон к горизонту не более чем на  $15^\circ$ .

Роторная часть (рис. 6.10) выполнена в виде четырехгранной фермы. На балках головной части стрелы установлено роторное колесо с приводом и барабанный питатель. Внутри полый фермы проходит ленточный конвейер.

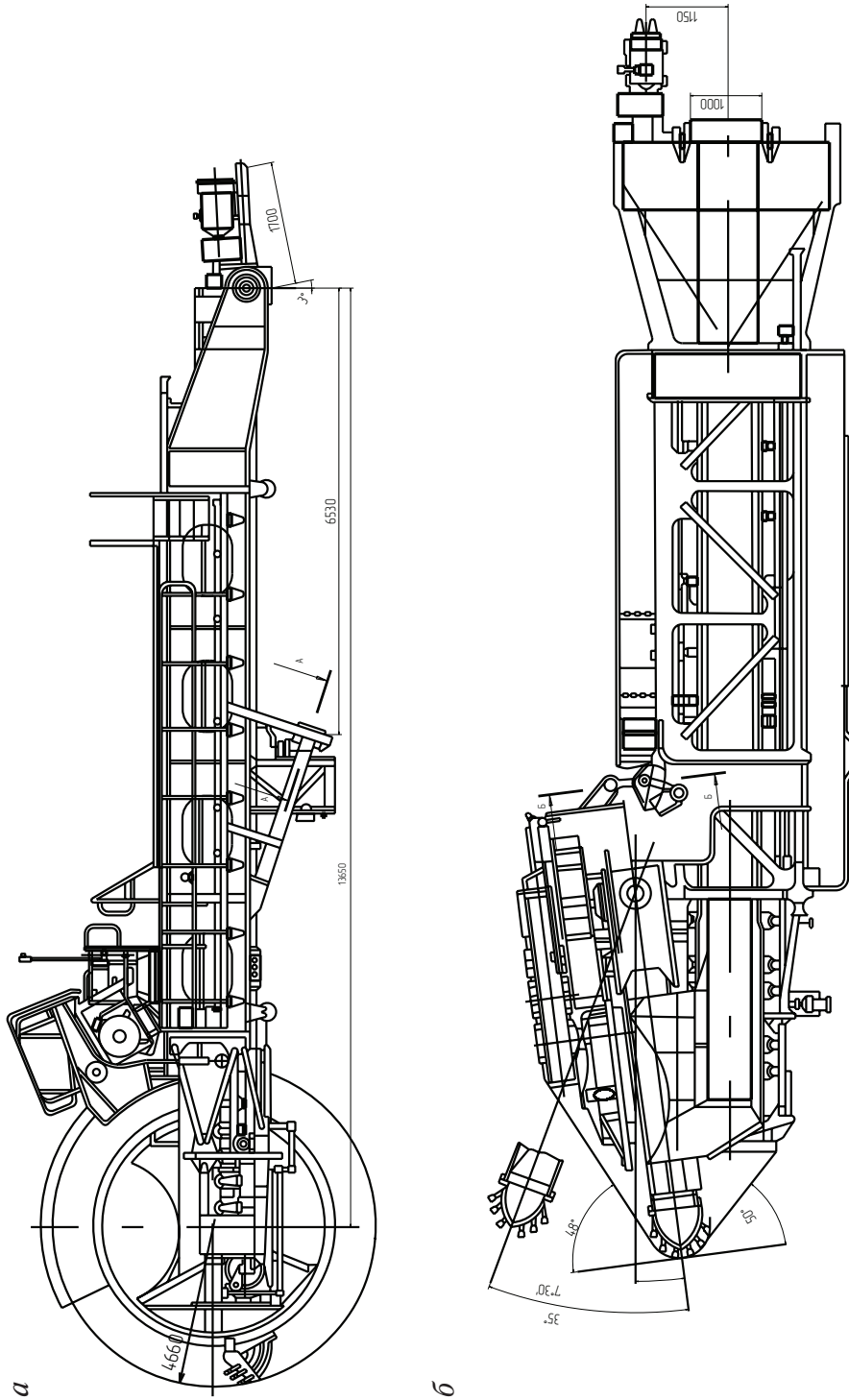


Рис. 6.10. Роторная часть экскаватора:  
а — главный вид; б — вид сверху

## Цепные экскаваторы

Рабочее оборудование цепного экскаватора состоит из следующих основных узлов: ковшовой рамы, ковшового желоба, ковшовой цепи с ковшами, привода ковшовой цепи (главный привод), канатных оттяжек, лебедки подъема рамы, планирующих звеньев и желоба, механизма натяжения ковшовой цепи, аварийного ловителя ковшовой цепи и другого оборудования.

*Ковшовая рама* служит для направления движения и поддержания ковшовой цепи на всем ее пути в процессе экскавации. Ковшовые рамы бывают однозвенные и многозвенные. Последние обеспечивают возможность селективной разработки уступов. Ковшовые рамы снабжаются планирующими звеньями: нижними — у экскаваторов нижнего копания; верхними — у экскаваторов верхнего копания; верхними и нижними — у полноповоротных экскаваторов верхнего и нижнего копания.

Ковшовые рамы и их звенья изготавливают в виде пространственных ферм из профильного стального проката, полос или труб. Ковшовая рама, ее звенья и ковшовый желоб имеют между собой шарнирные соединения. Для отклонения цепи в узлах шарниров располагаются отклоняющие цепные барабаны, несущие поверхности которых часто футеруются сменными накладками из износостойкой стали.

*Оборотные цепные барабаны*, располагаемые на концах ковшовых рам, для обеспечения натяжения ковшовой цепи имеют возможность перемещения с помощью специального натяжного устройства. Для поддержания верхней (холостой) ветви ковшовой цепи на металлоконструкции экскаватора, желобе и ковшовой раме располагаются поддерживающие барабаны (ролики).

Ковшовый желоб служит для направления движения ковшовой цепи после выхода ее из забоя. В поперечном сечении он имеет форму, соответствующую условиям прохода (с определенным зазором) ковшей и волочения ими перед собой «горки» экскавируемой породы.

Конструкция ковшей имеет вид широкой плоской чаши с круглым днищем. Для разработки крепких пород козырьки ковшей снабжают зубьями, а сами ковши — распорками.

Ловитель ковшовой цепи служит для предупреждения падения последней с ковшами вниз при обрыве ее ветвей. Он устанавливается на ковшовой раме. На поддерживающем ролике установлен рычаг с за-



хватом. Нижний конец рычага связан с демпфирующим устройством. Оборвавшаяся цепь, падая, попадает своим пальцем на захват, а концевой выключатель останавливает двигатели привода ковшовой цепи.

## 6.3. Рабочие механизмы экскаваторов

### Роторные экскаваторы

К рабочим механизмам роторных экскаваторов относятся механизм привода ротора, механизм подъема (поворота) стрелы ротора, механизм выдвижения стрелы и механизм поворота (платформы). Механизмы приводов роторных экскаваторов, в отличие от механизмов одноковшовых экскаваторов, работают в тяжелых условиях, они непосредственно подвержены климатическим воздействиям, повышенной запыленности, вибрации.

*Механизм привода ротора* может быть размещен на стороне ковшového колеса, внутри него или на конвейерной стороне (рис. 6.11). Выбор местоположения привода при конструировании роторных экскаваторов определяется многими факторами, среди которых особенно важную роль играют расположение центра тяжести головки ротора (идеальное — на оси роторной стрелы) и достижение максимально возможных углов подхода ротора к забою в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Схемы (рис. 6.11, *а*, *б*) с консольным расположением редуктора обеспечивают достаточные углы подхода к забою со стороны ротора. По схеме (рис. 6.11, *в*) длина вала ротора минимальная, а углы подхода ротора к забою наиболее благоприятные, однако при этом демонтаж редуктора затруднен.

Редуктор привода ротора преимущественно выполняется маятникового типа (одним концом редуктор насаживается на вал исполнительного органа, другим крепится с помощью хвостовика к несущей конструкции). Дополнительная опора оборудуется упругодемпфирующей подвеской (рис. 6.11, *г*). Подвеска обеспечивает снижение динамических явлений в приводе ротора и металлоконструкциях верхнего строения экскаватора и стабилизирует положение рабочего органа в забое.

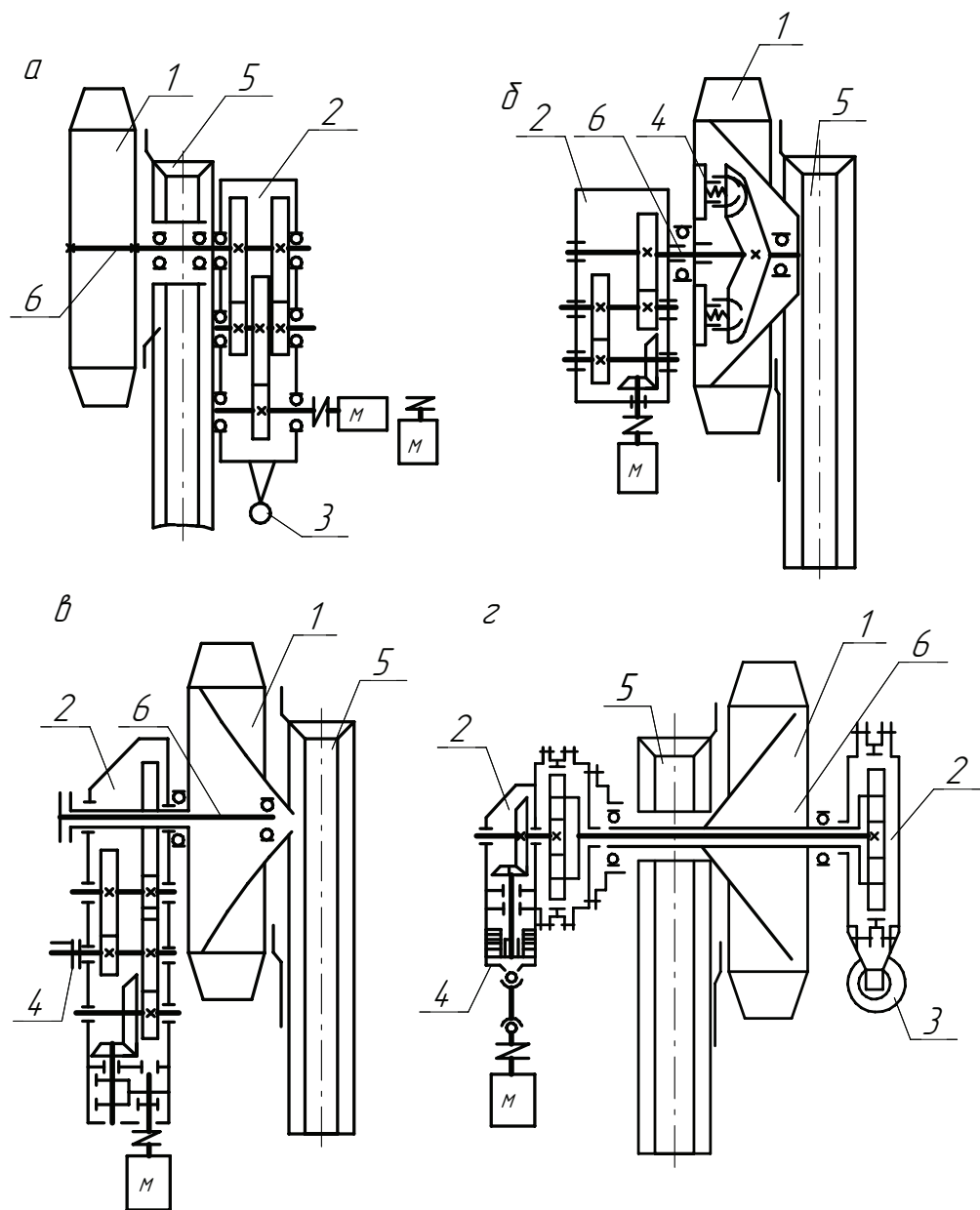


Рис. 6.11. Схемы компоновки роторного узла:

*a*, *б* — с консольным расположением редуктора; *в* — с двухскоростным приводом;  
*г* — с упругодемпфирующей опорой

1 — роторное колесо; 2 — редуктор; 3 — упругая подвеска; 4 — муфта; 5 — конвейер;  
 6 — вал роторного колеса

## Цепные экскаваторы

Конструкции рабочих механизмов цепных экскаваторов аналогичны конструкциям механизмов роторных экскаваторов, кроме механизма привода ковшовой цепи.

Привод ковшовой цепи у экскаваторов с ковшами вместимостью до 1000 л осуществляется с помощью рабочего механизма, состоящего из редуктора и электродвигателя, а у более мощных экскаваторов — из двух электродвигателей и двух последовательно расположенных редукторов. Второй редуктор (обычно планетарный) совмещается с предохранительной муфтой. На мощных экскаваторах, кроме главного привода ковшовой цепи, устанавливается еще и вспомогательный, способный передвигать цепь со скоростью в 15–20 раз меньшей, чем номинальная. Этот привод необходим для осмотра, смазки и ремонта цепи.

Для предохранения цепи и ковшей от поломки при встрече с непреодолимым препятствием в кинематическую цепь привода ковшовой цепи всегда включается предохранительное устройство. В качестве последнего используют роликовые, фрикционные (преимущественно пластинчатые) муфты, муфты-тормоза с плавающей рамой и зажимными роликовыми или колодчатыми звеньями, управляемыми рычажной системой от пневмо- или гидроцилиндров [11].

## 6.4. Общий расчет экскаваторов непрерывного действия

### Роторные экскаваторы

Кинематические особенности рабочего процесса роторных экскаваторов определяются схемами экскавирования ленты породы (подступа).

Если выемка ленты производится с переменными радиусами  $R_1$  и  $R_2$  черпания (выдвижной стрелой), то толщина стружки постоянна по всей длине ленты. Ширина стружки, снимаемой ковшом роторного колеса за одно черпание, также постоянна.

Если выемка ленты осуществляется с постоянными в плане забоя угловой скоростью, радиусом черпания и  $R_1 = R_2$  (стрела невыед-

ная), то толщина стружки максимальна в направлении подачи экскаватора на забой на оси роторного колеса, а лента в плане имеет серповидное очертание. При переменной угловой скорости поворота стрелы ротора ширина стружки переменна и имеет минимальную величину в направлении подачи стрелы ротора на забой.

Сила сопротивления породы копанию, преодолеваемая ковшом при отделении стружки:

$$F_{pi} = S_i K_F,$$

где  $S_i$  — площадь стружки, отделяемой ковшом.

При числе  $n$  ковшей, одновременно находящихся в контакте с забоем высотой  $H_c$ , суммарное сопротивление резанию, т.е. окружная сила на роторе, определится из выражения

$$F_{\sum p} = \sum_1^n F_{pi}.$$

Мощность привода роторного колеса равна суммарной мощности сил на отделение стружки от массива, подъем породы ковшами колеса от забоя до места разгрузки, преодоление сил трения частиц породы об обечайку, перемешивание породы и сообщение кинетической энергии выбрасываемой породе и, наконец, на преодоление сопротивлений в приводе и опорах, учитываемое общим КПД привода.

Мощность сил на отделение стружки от массива (на резание) определяют суммированием сопротивлений на ковшах, участвующих одновременно в резании:

$$P_p = F_{\sum p} v_p,$$

где  $v_p$  — скорость резания.

### Цепные экскаваторы

Кинематические особенности рабочего процесса цепных экскаваторов поперечного копания определяются технологией отработки уступа. Подача ковшей и разработка забоя происходят у этих машин в направлении, перпендикулярном к вертикальной плоскости ковшовой рамы вследствие перемещения всего экскаватора вдоль забоя или поворота его верхнего строения.

Сила сопротивления породы резанию на одном ковше:

$$F_p = S K_{\text{рез}},$$

где  $S$  — площадь стружки.

При числе ковшей, одновременно находящихся в контакте с забоем  $Z_k$ , общая сила сопротивления резанию на ковшовой цепи составит:

$$F_{\Sigma p} = F_p Z_k.$$

Мощность сил резания определяется выражением:

$$P_p = F_{\Sigma p} v_p = Q_t K_{\text{рез}},$$

где  $Q_t$  — теоретическая производительность.

### **Расчет рабочего оборудования экскаваторов непрерывного действия**

Как показывает опыт эксплуатации экскаваторов, нагрузки на все узлы этих машин носят колебательный характер. В отличие от одноковшовых экскаваторов динамические нагрузки могут иметь место не только в периоды неустановившихся движений механизмов, но и в процессе установившейся работы вследствие периодического изменения внешних нагрузок и возможности появления резонанса ввиду большой податливости элементов рабочего оборудования (консолей, подвесок, длинные стрелы и т. д.).

#### **Статический расчет Роторный экскаватор**

Для экскаватора с выдвижной стрелой массу противовеса и условия уравновешенности платформы определяют для ряда последовательных положений стрелы: от максимально выдвинутой (если она выдвижная) до максимально вдвинутой и от поднятой на максимальную высоту до опущенной на максимальную глубину.

Подвижный противовес (если имеется) соответственно отодвинут на наибольшее расстояние от оси поворота экскаватора или таким же образом придвинут к ней. Для всех случаев определяют величину смещения равнодействующей сил тяжести поворотной части (без учета силы тяжести стрелы, ротора и противовеса) от оси вращения поворотной платформы.

Равновесие поворотной платформы находят из уравнения моментов относительно оси поворотной платформы экскаватора. Кроме сил тяжести учитываются также силы сопротивления на рабочем органе при копании. В зависимости от положения ковша на роторе определяют вертикальную и горизонтальную составляющие сил сопротивления копанию.

Устойчивость роторного экскаватора проверяют для наиболее неблагоприятного расположения действующих на него сил. Расчет ведут для случая, когда ротор опущен на землю (аварийный случай), а на конвейере консоли противовеса находится порода. Смещение равнодействующих сил, действующих на поворотную платформу, определяют при выдвинутой (противовес отодвинут назад) и при втянутой стреле (противовес придвинут к оси экскаватора) с учетом давления нижнего конца стрелы ротора на консоль противовеса и момента от ветровой нагрузки, рассчитываемого для скоростного напора ( $p_v = 0,25$  МПа).

Опрокидывающий и удерживающий моменты определяют по отношению к линии, проходящей через центры сферических опор гусеничного хода. Расчет ведут по наибольшему смещению равнодействующей. Массу отвальной консоли принимают с учетом силы тяжести породы, находящейся на ее конвейере. Удерживающий момент определяется силами тяжести нижней рамы и ходового устройства.

### **Цепной экскаватор**

Уравновешенность его платформы рассчитывают в той же последовательности, как и для роторного экскаватора. При этом следует иметь в виду, что у цепного экскаватора силы сопротивления копанию значительно меньше влияют на уравновешенность платформы. Иногда у цепных экскаваторов ход подвижного противовеса делают большим, чем ход ковшовой рамы, что позволяет уменьшить массу противовеса. Если ковшовая рама не перемещается по горизонтали, а только поворачивается и экскаватор должен работать с верхним или нижним черпанием, то подвижной противовес при подъеме ковшовой рамы из нижнего до горизонтального положения отодвигается от оси экскаватора, а при дальнейшем подъеме (для верхнего черпания) приближается. Это достигается переключением передач в лебедке противовеса.

Устойчивость цепного экскаватора проверяют для аварийного случая, когда ковшовая рама положена на уступ, а противовес смещен в крайнее заднее положение.

## Контрольные задания

---

1. Укажите особенности конструктивных схем роторных экскаваторов радиального и продольного копания.
2. Поясните особенности конструктивной схемы роторного экскаватора типа ЭРП для разработки плотных грунтов.
3. Дайте характеристику схем основных типов роторов — камерного, полукammerного и бескамерного.
4. Поясните особенности конструктивных схем приемно-питающих устройств ротора бескамерного типа.
5. Объясните влияние условий эксплуатации (главным образом, физико-механических свойств грунтов) на технические решения режущей части ковшей роторного экскаватора.
6. Укажите основные технические решения приемно-питающих устройств, обеспечивающие повышение функционирования роторного экскаватора при неблагоприятных эксплуатационных факторах (ударные нагрузки, влажные и липкие породы, замерзание грунта).
7. Дайте общую характеристику рабочего оборудования цепных экскаваторов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

---

1. Базанов А. Ф. Самоходные погрузчики / А. Ф. Базанов, Г. В. Забегалов. Москва : Машиностроение, 1989.
2. Балаховский М. С. Гидравлический экскаватор RH120С фирмы ORENSTEIN-KOPPEL / М. С. Балаховский // Горное оборудование. Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. Сер. 12–2. Вып. 2. С. 1–7.
3. Бульдозеры и рыхлители / Б. З. Захарчук [и др.]. Москва : Машиностроение, 1987.
4. Освоение гидравлических экскаваторов нового поколения в практике открытых разработок / К. Е. Винницкий [и др.] // Горная промышленность, 1998. № 1. С. 30–36.
5. Гидравлические экскаваторы фирмы LIEBHERR (ФРГ) // Горное оборудование. Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. Сер. 13. Вып. 3. С. 1–9.
6. Горное оборудование Уралмашзавода / Коллектив авторов. Ответственный редактор-составитель Г. Х. Бойко. Екатеринбург : Уральский рабочий, 2003. 240 с.
7. Ефимов В. Н. Одноковшовые экскаваторы / В. Н. Ефимов. Москва : Недра, 1995.
8. К вопросу технико-технологического переоснащения открытых горных разработок / М. М. Пучков [и др.]. Москва : Открытые горные работы. 2000. № 3. С. 25–28.
9. Ковшовые погрузочно-транспортные машины / П. А. Корляков [и др.]. Москва : Недра, 1990.
10. Королев А. В. Особенности развития тяжелых гидравлических экскаваторов / А. В. Королев // Строительные и дорожные машины, 2000. № 10. С. 19–26.
11. Машиностроение: Энциклопедия. Горные машины. Том 4–24 / Ю. А. Лагунова, А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков, С. В. Белов. Москва : Машиностроение, 2011. 1000 с.
12. Опыт и перспективы внедрения мощных карьерных гидравлических экскаваторов / Н. Н. Мельников [и др.] // Горный журнал. 1979. № 6. С. 48–51.



13. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров : учеб. для вузов / Р. Ю. Подэрни. 6-е изд., перераб. и доп. Москва : Изд-во Московского гос. горного ун-та, 2007. 606 с.
14. Ранеев А. В. Одноковшовые гидравлические экскаваторы: пути экономии энергетических ресурсов / А. В. Ранеев // Строительные и дорожные машины. 2000. № 6. С. 15–19.
15. Скобелев Л. С. Создание мощных карьерных гидравлических экскаваторов. Одноковшовые экскаваторы с гидроприводом и область их применения / Л. С. Скобелев, В. М. Штейнцайг, Р. М. Штейнцайг // Реферативный сб. 2–82–10. ЦНИИТЭИ-тяжмаш. 1982 № 10. 43 с.
16. Скобелев Л. С. Совершенствование конструкции и повышение надежности мощных карьерных гидравлических экскаваторов / Л. С. Скобелев // Горный журнал. 1983. № 8. С. 52–54.
17. Справочник механика открытых работ. Эскавационно-транспортные машины непрерывного действия / под ред. М. И. Щадова и В. М. Владимирова. Москва : Недра, 1989.
18. Справочник механика открытых работ. Эскавационно-транспортные машины цикличного действия / под ред. М. И. Щадова и Р. Ю. Подэрни. Москва : Недра, 1989.
19. Трубецкой К. Н. Технология применения и параметры карьерных погрузчиков / К. Н. Трубецкой. Москва : Недра, 1985.
20. Трубецкой К. Н. Комплексы мобильного оборудования на открытых горных работах / К. Н. Трубецкой, Е. Р. Леонов, Ю. Б. Панкевич. Москва : Недра, 1990.
21. Шестопапов К. К. Строительные и дорожные машины и оборудование : учеб. пособие / К. К. Шестопапов. М. : Изд. центр «Академия», 2008. 384 с.
22. Штейнцайг В. М. Концепции в конструкциях карьерных гидравлических экскаваторов за рубежом / В. М. Штейнцайг // Горное оборудование. Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш. 1985. Сер. 2. Вып. 3. С. 1–6.
23. Экскаваторы и комплексы непрерывного действия для открытых горных работ. Отраслевой каталог 18-4-88. М. : ЦНИИТЭИ-тяжмаш, 1988.

# Оглавление

---

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. БУЛЬДОЗЕРЫ .....	8
1.1. Назначение, область применения и классификация бульдозеров .....	8
1.2. Рабочее оборудование бульдозера .....	10
1.3. Расчет бульдозера .....	12
1.4. Определение производительности бульдозера .....	17
1.5. Основные параметры и техническая характеристика бульдозеров .....	18
2. СКРЕПЕРЫ .....	22
2.1. Назначение, область применения и классификация скреперов .....	22
2.2. Рабочее оборудование скрепера .....	24
2.3. Расчет скрепера .....	25
2.4. Определение производительности скрепера .....	28
2.5. Основные параметры и техническая характеристика скреперов .....	29
3. ФРОНТАЛЬНЫЕ ПОГРУЗЧИКИ .....	32
3.1. Назначение, область применения и классификация погрузчиков .....	32
3.2. Рабочее оборудование погрузчика .....	35
3.3. Расчет погрузчика .....	37
3.4. Определение производительности погрузчика .....	41
3.5. Основные параметры и техническая характеристика фронтальных погрузчиков .....	42
4. РЫХЛИТЕЛИ .....	45
4.1. Назначение, область применения и классификация рыхлителей .....	45
4.2. Рабочее оборудование рыхлителя .....	47

4.3. Расчет рыхлителя .....	50
4.4. Определение производительности рыхлителя .....	52
4.5. Основные параметры и техническая характеристика рыхлителей .....	53
5. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ.....	56
5.1. Назначение, область применения и классификация одноковшовых экскаваторов.....	56
5.2. Рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов .....	57
5.3. Рабочие механизмы одноковшовых экскаваторов .....	66
5.4. Опорно-поворотные устройства одноковшовых экскаваторов .....	70
5.5. Общий расчет одноковшовых экскаваторов.....	72
5.6. Определение производительности одноковшовых экскаваторов .....	96
6. ЭКСКАВАТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ .....	100
6.1. Назначение, область применения и классификация экскаваторов непрерывного действия .....	100
6.2. Рабочее оборудование экскаваторов.....	102
6.3. Рабочие механизмы экскаваторов.....	115
6.4. Общий расчет экскаваторов непрерывного действия .....	117
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	122





*Учебное издание*

**Лукашук** Ольга Анатольевна  
**Комиссаров** Анатолий Павлович  
**Летнев** Константин Юрьевич

## **МАШИНЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ГРУНТОВ**

### **Проектирование и расчет**

Редактор О. В. Протасова  
Верстка О. П. Игнатъевой

Подписано в печать 21.03.2018. Формат 70×100/16.  
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 10,3.  
Уч.-изд. л. 7,25. Тираж 50 экз. Заказ 7

Издательство Уральского университета  
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ  
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5  
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41  
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ  
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4  
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13  
Факс: +7 (343) 358-93-06  
<http://print.urfu.ru>



